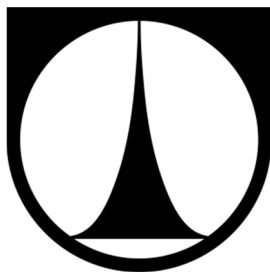


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



Katedra vozidel a motorů

**ÚPRAVA SPALOVACÍHO MOTORU PRO PROVOZ
NA ZEMNÍ PLYN
CONVERSION OF COMBUSTION ENGINE TO RUN
ON NATURAL GAS**

Diplomová práce

Linda Hulínská

Květen 2013

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 23 – 17 – 8

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

ÚPRAVA SPALOVACÍHO MOTORU PRO PROVOZ NA ZEMNÍ PLYN
CONVERSION OF COMBUSTION ENGINE TO RUN ON NATURAL GAS

Diplomová práce

KVM – DP – 653

Linda Hulínská

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc. – TU v Liberci, KVM

Konzultant diplomové práce: Bc. Jan Fliegel / TPM – Škoda Auto, a.s., Mladá Boleslav

Počet stran: 71

Počet obrázků: 39

Počet příloh: 9

Počet výkresů: 4

Květen 2013

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

ÚPRAVA SPALOVACÍHO MOTORU PRO PROVOZ NA ZEMNÍ PLYN

Anotace

Tato diplomová práce pojednává o přestavbě motoru Škoda 1,6 MPI pro provoz na stlačený zemní plyn (CNG) se zaměřením na konstrukční řešení palivového systému. V práci jsou popsány i další nutné konstrukční úpravy pro samotný provoz motoru na zemní plyn, jako je úprava sacího potrubí, úprava sacích a výfukových ventilů a sedel ventilů, výběr regulátoru tlaku, výběr vhodných vstřikovačů a podobně. Jelikož snížení výkonu u motorů na zemní plyn je jedním z důležitých problémů, je zde ukázána možná úprava pístu pro zvětšení kompresního poměru motoru a tedy zvýšení jeho výkonu. V další části práce je proveden výpočet výkonových a provozních vlastností tohoto motoru pomocí programu TLAK macro.xls, zhotoveném na Katedře vozidel a motorů technické univerzity v Liberci. V práci je uveden i návrh výpočtu vlastností motoru pomocí programu GT-Power.

Klíčová slova: zemní plyn, vozidla na stlačený zemní plyn, palivové systémy motorů na zemní plyn, Saint-Venantova-Wantzelova rovnice, TLAK macro.xls, GT-Power

CONVERSION OF COMBUSTION ENGINE TO RUN ON NATURAL GAS

Annotation

This thesis deals with the conversion of Škoda 1.6 MPI engine to run on compressed natural gas (CNG), with a focus on design fuel system. The paper describes other necessary design adjustments for the actual operation of the natural gas engine, such as modifying the intake manifold, modifying the intake and exhaust valves and valve seats, selection pressure regulator, selection of appropriate injectors and the suchlike. Because lower performance of natural gas engines is one of the important issues, there is shown possible adjustment of piston to enlarge compression ratio of the engine and thus increase its performance. The next section of the paper performs a calculation performance and operating characteristics of the engine using program TLAK macro.xls made at the Department of Motor Vehicles and the Technical University of Liberec. The paper also gives a proposal for the calculation of the engine using program GT-Power.

Key words: natural gas, natural gas vehicles, natural gas fuel systems, Saint-Venant-Wantzel equation, TLAK macro.xls, GT-Power

Desetinné třídění:	(př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)
Zpracovatel:	TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů
Dokončeno :	2013
Archivní označení zprávy:	(nevyplňovat)

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Vdne

.....

podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Stanislavu Berounouvi, CSc. a konzultantovi bakalářské práce Bc. Janu Fliegelovi s celým oddělením TPM ve Škoda Auto za poskytnutí některých podkladů a cenných rad pro vyhotovení práce.

Symbolicky také děkuji rodičům a přátelům, kteří mě podporovali při zhotovení bakalářské práce.

Seznam symbolů, konstant a jednotek

$c_{p/CNG}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita zemního plynu za stálého tlaku
$c_{p/vz}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
$c_{p/sm}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita směsi zemního plynu a vzduchu za stálého tlaku
$c_{v/CNG}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita zemního plynu za stálého objemu
H	[°]	Celková doba hoření
H_u	[MJ/m ³] ([MJ/kg])	Výhřevnost
L_v	[m ³ /m ³] ([kg/kg])	Teoretická spotřeba vzduchu
M_p	[kg/h]	Hodinová spotřeba paliva
$m_{CNG/1}$	[g/cykl]	Cyklová dávka zemního plynu pro jeden válec
$m_{p_{cykl}/1}$	[g/cykl]	Dávka paliva na jeden cyklus pro jeden válec
$m_{v_{cykl}/1}$	[g/cykl]	Dávka vzduchu na jeden cyklus pro jeden válec
$m_{vz/1}$	[g/cykl]	Cyklová dávka vzduchu pro jeden válec
\dot{m}	[kg/s]	Hmotnostní průtok ventilem při daném tlakovém spádu
n	[1/min] ([1/s])	Otáčky
P_e	[kW]	Efektivní výkon
P_T	[MJ/h] ([kW])	Tepelný příkon
p_1	[kPa] ([bar])	Kritický tlak paliva na výstupu ze vstřikovacího ventilu
$p_{CNG/rail}$	[kPa] ([bar])	Tlak před jehlou trysky ventilu
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak
p_i	[MPa]	Střední indikovaný tlak
p_{max}	[MPa]	Maximální tlak
$p_{plDÚ}$	[kPa]	Tlak ve válci na konci plnicího zdvihu
p_s	[kPa] ([bar])	Tlak v sacím potrubí
p_{vyf}	[kPa]	Střední tlak ve výfukovém potrubí
q_T	[MJ/kWh]	Měrná spotřeba tepla (energie)
r_{CNG}	[J/kgK]	Měrná plynová konstanta zemního plynu
r_{vz}	[J/kgK]	Plynová konstanta vzduchu
S	[m ²] ([mm ²])	Průtokový průřez vstřikovací trysky
$T_{CNG/rail}$	[K]	Teplota vstřikovaného paliva před jehlou trysky
$T_{CNG/vst}$	[K]	Konečná teplota zemního plynu na konci vstřiku
$T_{DÚ}$	[K]	Teplota náplně válce na konci plnění
T_{max}	[K]	Maximální teplota
$T_{NV/VO}$	[K]	Teplota náplně válce při otevření výfukového ventilu

T_{vz}	[K]	Teplota nasávaného vzduchu
T_{sm}	[K]	Teplota směsi zemního plynu a vzduchu
T_v	[°C]	Teplota bodu varu
t_n	[ms]	Doba jedné otáčky
t_{vst}	[ms]	Doba otevření vstřikovacího ventilu
V_k	[dm ³] ([mm ³])	Kompresní objem
V_z	[dm ³]	Zdvihový objem
v_p	[m/s]	Maximální rychlost plamene
w_{kr}	[m/s]	Kritická rychlost vstřikování paliva
z_{sv}	[mm]	Zdvih sacího ventilu
z_{vv}	[mm]	Zdvih výfukového ventilu
ZH	[°]	Začátek hoření paliva
$\Delta\alpha$	[°]	Krok výpočtu programu TLAK macro.xls
β_{kr}	[–]	Kritický poměr tlaků
ε	[–]	Kompresní poměr
η_{ch}	[–]	Chemická účinnost
η_m	[–]	Mechanická účinnost
κ	[–]	Poissonova konstanta
λ	[–]	Součinitel přebytku vzduchu
μ	[–]	Průtokový koeficient
ρ	[kg/m ³]	Hustota
ρ_1	[kg/m ³]	Hustota zemního plynu na výstupu ze vstřikovacího ventilu
$\rho_{CNG/rail}$	[kg/m ³]	Hustota zemního plynu před jehlou trysky ventilu
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost
CGI		Charged Gasoline Injection
CNG		Compressed natural gas
CNG – DI		Compressed Natural Gas – Direct Injection
DGI		Direct Gas Injection
DOHC		Double Over Head Camshaft
DÚ		Dolní Úvrat'
EHK		Předpisy evropské hospodářské komise
HÚ		Horní Úvrat'
HRC		Tvrдость podle Rockwella
LNG		Liquid natural gas
MPI		Multi Point Injection
NGT		Natural Gas Technology
OČ	[–]	Oktanové číslo
TFSI		Turbo Fuel Stratified Injection
SO	[°KH]	Otevření sacího ventilu
SZ	[°KH]	Zavření sacího ventilu

VO	[°KH]	Otevření výfukového ventilu
VZ	[°KH]	Zavření výfukového ventilu
Al		Hliník
C		Uhlík
Co		Kobalt
Cr		Chrom
Cu		Meď
Fe		Železo
K		Draslík
Mn		Mangan
N		Dusík
Na		Sodík
Nb		Niob
Ni		Nikl
Si		Křemík
W		Wolfram
CH ₄		Metan
C ₂ H ₆		Etan
C ₃ H ₈		Propan
C ₄ H ₁₀		Butan
C ₅ H ₁₂		Pentan
C ₈ H ₁₈		Isooktan
C ₈ H ₂₀ Pb		Tetraethyl olova (TEO)
C ₁₂ H ₃₂		Průměrný chemický vzorec pro běžně používanou naftu
CO		Oxid uhelnatý
CO ₂		Oxid uhličitý
H ₂ S		Sirovodík
H _x C _y		Nespálené uhlovodíky
NO _x		Oxidy dusíku
X5CrNi1810 (1.4301)		Korozivzdorná, žáruvzdorná slitiny oceli
X45Cr9Si3 (1.4718)		Martenzitická slitina oceli
X50Cr21Mn9Ni4Nb2WN (1.4882)		Austenitická slitina oceli

Obsah

1	Úvod	11
2	Zemní plyn.....	12
2.1	Fyzikálně - chemické vlastnosti zemního plynu	12
2.2	Rozdělení zemního plynu	13
2.3	Získávání zemního plynu.....	14
3	Palivové systémy motorů pro provoz na zemní plyn	15
3.1	Uspořádání palivových systémů	16
3.1.1	Systémy se směšovačem plynu	16
3.1.2	Systémy se vstřikováním plynu.....	17
3.2	Příslušenství palivových systémů	18
4	Vybraná provedení automobilových motorů pro provoz palivo CNG.....	22
4.1	Volkswagen Passat 1,4 TSI EcoFuel	22
4.2	Mercedes-Benz E 200 NGT BlueEFFICIENCY	25
4.3	Audi A3 Sportback g-tron.....	27
5	Přestavba zážehového motoru typu MPI na provoz s alternativním palivem CNG.....	29
6	Konstrukční úpravy motoru s provozem na zemní plyn	31
6.1	Regulátor tlaku.....	31
6.2	Sací potrubí.....	32
6.3	Palivová lišta.....	34
6.4	Vstřikovací ventily.....	36
6.4.1	Průtokový průřez vstřikovacího ventilu	37
6.4.2	Doba otevření vstřikovacího ventilu	41
6.5	Sací a výfukové ventily, sedla ventilů	42
6.6	Píst	46
7	Výkonové a provozní vlastnosti motoru na zemní plyn.....	48
7.1	Odhad změny průběhu vnější otáčkové charakteristiky motoru na zemní plyn	49
7.2	Výpočet vlastností motoru na zemní plyn pomocí programu TLAK macro.xls	51
7.3	Návrh výpočtu vlastností motoru pomocí programu GT-Power	58
8	Náklady pro motor vybavený k provozu na alternativní palivo CNG.....	60
9	Závěr.....	61
	Použitá literatura.....	63
	Přílohy	66

1 Úvod

Důvodů pro vývoj pohonů na alternativní paliva je mnoho. Jedním z nich je rychle se rozšiřující automobilová, lodní a letecká doprava, díky které dochází k rapidnímu snižování zásob ropy. Okamžik, kdy světová tržba ropy dosáhne svého maxima, nastane podle odborníků, v několika příštích desetiletích. Využití klasických uhlovodíkových paliv má také za následek negativní dopad na lidský organismus a celkové klima na Zemi, tedy hlavně zvyšování koncentrace skleníkových plynů v ovzduší. I přesto, že je kladen velký důraz na kvalitní paliva a konstrukci motoru zajišťující co nejvyšší možnou účinnost a nízké emise, přestávají tyto opatření stačit pro splnění stále se zpřísnujících emisních norem.

Jedním z perspektivních alternativních paliv, které by mohlo nahradit ropu a vyvážit její nedostatky, je zemní plyn. V dnešní době patří zemní plyn mezi „nejčistší“ paliva a disponuje mnoha jedinečnými vlastnostmi, které ho předurčují jako perspektivní palivo budoucnosti. Pro provoz vozidel se využívá buď jako stlačený zemní plyn (Compressed Natural Gas – CNG) na tlak (20 – 30) MPa, nebo jako zkapalněný zemní plyn (Liquified Natural Gas – LNG) ochlazený na teplotu $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ při přibližně atmosférickém tlaku. Obě z těchto možností mají své výhody, avšak tato práce je věnována automobilovým motorům na stlačený zemní plyn.

2 Zemní plyn

2.1 Fyzikálně - chemické vlastnosti zemního plynu

Zemní plyn je bezbarvý, nezapáchající a hořlavý plyn, lehčí než vzduch. Je to směs plyných uhlovodíků složená zejména z metanu (CH_4) a z dalších složek jako jsou vyšší uhlovodíky, voda, sloučeniny síry a malé množství inertních plynů – dusíku (N) a oxidu uhličitého (CO_2). Velikost podílu metanu se liší podle místa naleziště a pohybuje se v rozmezí (84 – 94)%. Přesné podíly jednotlivých složek zemního plynu podle místa naleziště jsou popsány v tabulce 1.

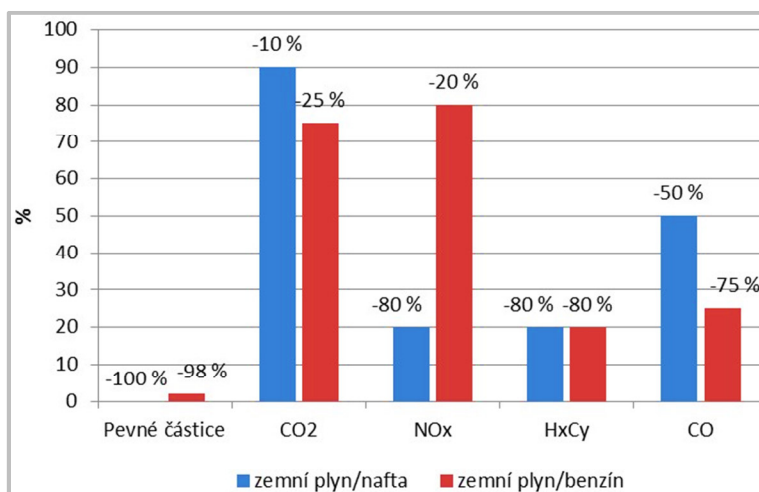
Tab. 1 – Příklady složení zemního plynu podle jednotlivých nalezišť [1]:

		Objemový podíl složek v zemním plynu [%]				
		Tranzitní	Norský	Alžírský	Český	Holandský
Metan	CH_4	98,39	85,80	86,90	97,70	81,31
Etan	C_2H_6	0,44	8,49	9,00	1,20	2,85
Propan	C_3H_8	0,16	2,30	2,60	0,50	0,37
Butan	C_4H_{10}	0,07	0,70	1,20	-	0,14
Pentan	C_5H_{12}	0,03	0,25	-	-	0,09
Dusík	N_2	0,84	0,96	0,30	0,60	14,35
Oxid uhličitý	CO_2	0,07	1,50	-	-	0,89

V každé molekule metanu, hlavní složce zemního plynu, je poměr uhlíku a vodíku 1 : 4. Díky takovému složení zemní plyn získává velkou výhodu při jeho využití jako motorového paliva oproti běžným ropným palivům jako je benzín (chemický vzorec isooktanu – C_8H_{18} , důležité složky benzínu) a nafta (průměrný chemický vzorec běžně používané nafty – $\text{C}_{12}\text{H}_{32}$). Výsledné množství oxidu uhličitého ve výfukových plynech je závislé na obsahu uhlíku (C) v molekule paliva a tedy v případě spalování zemního plynu, při správném seřízení motoru, dochází k výraznému snížení produkce této složky výfukových plynů. V případě porovnání s benzínovým motorem je to až o 25% a v případě porovnání s naftovým motorem až o 10%. Dochází také ke snížení produkce ostatních složek výfukových plynů jak je vidět z grafu na následující stránce.

Zemní plyn se dále vyznačuje vysokým oktanovým číslem, vysokou výhřevností, širokým rozmezím zápalnosti, vysokou zápalnou teplotou a nízkou rychlostí plamene.

Hodnoty jednotlivých vlastností zemního plynu při jeho použití v pístových spalovacích motorech jsou uvedeny tabulce 2.



Obr. 1 – Snížení emisí pevných částic, oxidů dusíku NO_x, nespálených uhlovodíků H_xC_y a oxidu uhelnatého CO při porovnání motorů pracujících na zemní plyn s motory pouze na naftu či benzín [2]

Tab. 2 – Vybrané fyzikální vlastnosti zemního plynu distribuovaného v ČR [3]:

Hustota (při 15°C a tlaku 101 325 Pa)	ρ	[kg/m ³]	0,694
Teplota bodu varu (při tlaku 101 325 Pa)	t_v	[°C]	-162
Měrná plynová konstanta zemního plynu	r_{CNG}	[J/kgK]	518
Výhřevnost	H_u	[MJ/m ³]	34,091
		[MJ/kg]	49,1
Rozmezí zápalnosti směsi zemního plynu a vzduchu – objemový podíl zemního plynu ve vzduchu	–	[%]	4,4 – 15
Rozmezí zápalnosti směsi zemního plynu a vzduchu – součinitel přebytku vzduchu	λ	[–]	0,7 – 1,9
Teoretická spotřeba vzduchu	L_v	[m ³ /m ³]	9,51
Oktanové číslo – výzkumná metoda	OČ	[–]	130
Maximální rychlost plamene	v_p	[m/s]	0,3048

2.2 Rozdělení zemního plynu

Podle množství jednotlivých složek rozlišujeme zemní plyn suchý, vlhký, kyselý a zemní plyn s vyšším obsahem inertních plynů. Suchý zemní plyn se vyznačuje vysokým podílem metanu a malým množstvím vyšších uhlovodíků a naopak vlhký zemní plyn obsahuje větší procento vyšších uhlovodíků na úkor metanu. Kyselý zemní plyn obsahuje vysoké množství sirovodíku (H₂S), který je nutné před průmyslovým využitím odstranit.

Podle energetického potenciálu rozdělujeme zemní plyn typu H, jehož spalné teplo je 40 – 46) MJ/m³ a podíl nehořlavých složek (N₂ + CO₂) je nižší než 5% a zemní plyn typu L, jehož spalné teplo je (33 – 38) MJ/m³ a podíl nehořlavých složek (N₂ + CO₂) je obvykle vyšší než 10%.

2.3 Získávání zemního plynu

Přírodní zemní plyn se vyskytuje samostatně, v nalezištích společně s ropou (naftový zemní plyn) nebo v nalezištích společně s uhlím (karbonský zemní plyn), odkud se těží. V posledních letech se také rozvíjí těžba břidlicového zemního plynu. U tohoto druhu plynu však nejsou zatím dořešeny všechny záležitosti jak ekonomické (potřeba nákladných diamantových vrtacích hlav z důvodu tvrdého podloží), tak ekologické (pro uvolnění plynu se do podloží vhání chemikálie). V závislosti na jeho druhu a místu vytěžení se zemní plyn dále upravuje a čistí od vyšších uhlovodíků, sirných sloučenin, pevných částic, vlhkosti a případně inertních plynů. Těžba zemního plynu probíhá hlavně na území Ruska, Norska, Alžírsko a Nizozemsko. V České republice se zemní plyn těží na jižní Moravě a na celosvětové spotřebě se podílí necelým jedním procentem.

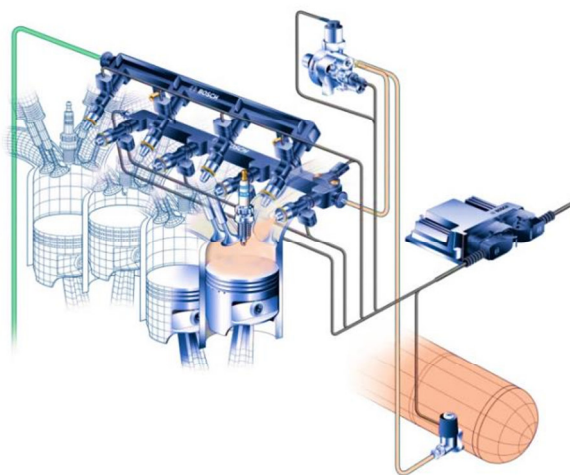
Další možností je výroba zemního plynu pomocí zplyňování uhlí, která je však v dnešní době neekonomická. V tomto roce však přišla automobilová společnost Audi AG s novou technologií výroby syntetického zemního plynu. Za pomoci elektrolýzy vody se získá vodík, ze kterého poté, za přispění oxidu uhličitého, vznikne syntetický metan nazývaný Audi e-gas.

3 Palivové systémy motorů pro provoz na zemní plyn

Pohony pracující na stlačený zemní plyn mohou pracovat jako monovalentní nebo bivalentní. Každá z možností vyžaduje speciální konstrukci a uspořádání palivových systémů a jejich potřebných součástí.

Monovalentní motory jsou určeny pro spalování pouze stlačeného zemního plynu. Veškerá konstrukce a nastavení jsou přizpůsobena jednomu druhu paliva. Účinnost spalování zemního plynu je tedy vyšší. Palivový systém druhého původního paliva může být zachován, avšak palivová nádrž pro toto palivo může být podle předpisů pouze do 15 litrů a řídicí jednotka přepíná na toto palivo pouze v nouzových případech.

Bivalentní motory jsou schopny spalovat zemní plyn a další druh paliva. Rozdělují se na motory spalující každé z paliv zvlášť či motory spalující obě paliva současně. Bivalentní motory, které jsou konstruovány pro spalování zemního plynu a zvlášť druhého paliva, mají velký dojezdový rádius, avšak jejich konstrukce musí být kompromisem pro spalování obou paliv a zpravidla tak dochází k poklesu výkonu motoru při provozu na zemní plyn. O přepínání mezi palivy se stará řídicí jednotka nebo lze přepínat ručně. Druhý typ bivalentních motorů se využívá při přestavbě dieselových motorů na zemní plyn. Zemní plyn má mnohem větší teplotu vznícení a oktanové číslo než diesel a ve spalovacím prostoru by tedy nemohlo dojít k jeho vznícení. Do spalovacího prostoru, ke směsi zemního plynu se vzduchem, se tedy na konci kompresního zdvihu vstříkuje malé množství nafty, které slouží k iniciaci vznícení. Problémem tohoto systému je přehřívání vstřikovacích trysek nafty. Proto je potřeba dodržovat přesnou dávku vstřikované nafty, která je přibližně o velikosti volnoběžné dávky, která je ještě pravidelně zvyšována.



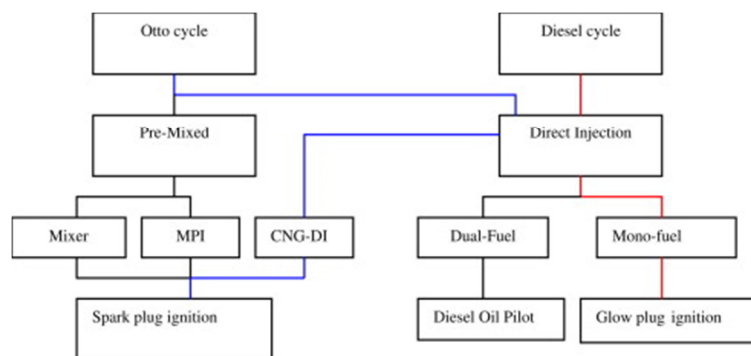
Obr. 2 – Dvojpalivový systém Bosch Bi-fuel s příslušenstvím [4]

3.1 Uspořádání palivových systémů

Základní funkcí palivového systému je dopravit palivo z palivové nádrže do spalovacího prostoru motoru a zajistit jeho optimální promísení se vzduchem ve všech provozních režimech.

Rozdělení palivových systémů podle způsobu dopravy paliva:

- Systémy se směšovačem plynu
- Systémy se vstřikováním plynu
 - Jednobodové vstřikování plynu do sacího potrubí
 - Vícebodový vstřik do sacího potrubí
 - Systémy s přímým vstřikem paliva do válců

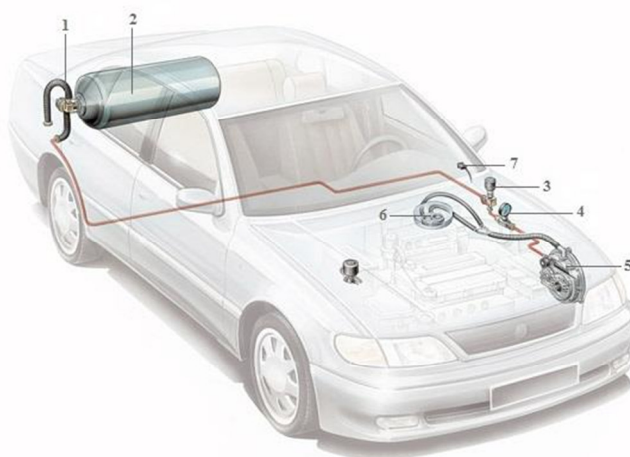


Obr. 3 – Palivové systémy zážehových (Otto cycle) a vznětových (Diesel cycle) motorů pro provoz na stlačený zemní plyn [5]

3.1.1 Systémy se směšovačem plynu

V tomto systému proudí zemní plyn z nádrže přes bezpečnostní ventil a regulátor tlaku do směšovače, který je umístěn v sacím potrubí. Průtok zemního plynu je dávkován podle potřeb motoru, které jsou reprezentovány na základě podtlaku v sání motoru, nebo elektronicky. V prvním případě, podle podtlaku v sání motoru, je vychylována soustava membrán, které tvoří regulační obvod reduktoru směšovače. Množství plynu proudícího do motoru je možné nastavit pomocí škrťacího šroubu přímo na reduktoru. V druhém případě jde téměř o stejný systém, celá regulace dávky zemního plynu je však prováděna elektronicky pomocí elektromotorku. Velikost dávky zemního plynu je vypočítána na základě údajů z lambda sondy, polohy škrťací klapky, snímače otáček klikového hřídele a podobně. Na výstupu ze směšovače se pak plyn mísí vzduchem a tato palivová směs pak proudí do spalovacího prostoru motoru.

Palivový systém se směšovačem plynu patří mezi nejstarší a nejjednodušší, využíval se hlavně v dřívějších systémech centrálního směšování plynu a v dnešní době bývá využit pouze při dodatečných přestavbách automobilů s karburátorovým systémem. Jeho nevýhoda je však v omezení optimálního nastavení směšovacího poměru vzduchu se zemním plynem pro jednotlivé provozní režimy motoru. To má za následek vyšší spotřebu paliva automobilu, nižší výkonové parametry a horší emise škodlivin ve výfukových plynech.



Obr. 4 – Palivový systém pro motory na stlačený zemní plyn se směšovačem plynu: 1 – Bezpečnostní ventil; 2 – Palivová nádrž; 3 – Elektromagnetický ventil; 4 – Manometr; 5 – Regulátor tlaku plynu; 6 – Směšovač; 7 – Ukazatel stavu nádrží + Přepínač benzín/zemní plyn [6]

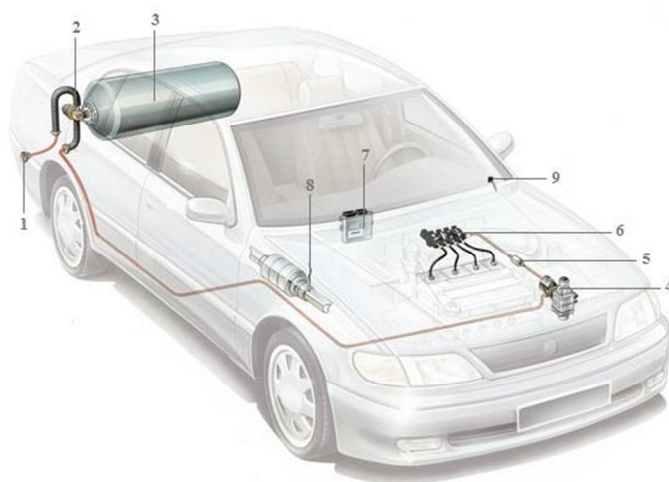
3.1.2 Systémy se vstřikováním plynu

Systémy se vstřikováním plynu mohou být provedeny jako systémy jednobodového vstřikování do sacího potrubí. Tento systém je de facto vyspělejší náhradou systému vstřikování se směšovačem. Místo směšovače je v společné části sacího potrubí všech válců motoru nainstalován vstřikovač a regulace dávky plynu je zajištěna pomocí krokového motorku, který je dále řízen řídicí jednotkou na základě snímačů z motoru.

Dnes standardně využívaným systémem vstřikování plynu je systém vícebodového vstřikování do sacího potrubí (Multi Point Injection – MPI). Každému válci je zde přiřazen jeden vstřikovač, který je umístěný v sacím potrubí blízkosti sacích ventilů a připojený na společný palivový rail spolu se snímačem tlaku a teploty zemního plynu. Vstřikovače jsou ovládány elektronicky pomocí řídicí jednotky na základě údajů z lambda sondy a dalších senzorů.

Pomocí tohoto systému lze dosáhnout lepšího složení a promíšení směsi při všech provozních režimech díky možnosti ovládání množství a délky vstřikovaného plynu pro každý válec samostatně. Podle způsobu okamžiku vstřiku jednotlivých vstřikovačů se vícebodové vstřikování dělí dále na simultánní, skupinové a sekvenční. Vstřikovací tlaky pro zemní plyn bývají mezi 2 – 10 bar.

Systémy s přímým vstřikem zemního plynu do válců (Direct Gas Injection – DGI) zahrnují všechny výhody vícebodového vstřikování. Díky dopravě zemního plynu až do spalovacího prostoru mají však motory s takovýmto spalovacím systémem vyšší objemovou účinnost než u předchozích systémů a motor tak disponuje celkově příznivějšími výkonovými parametry.



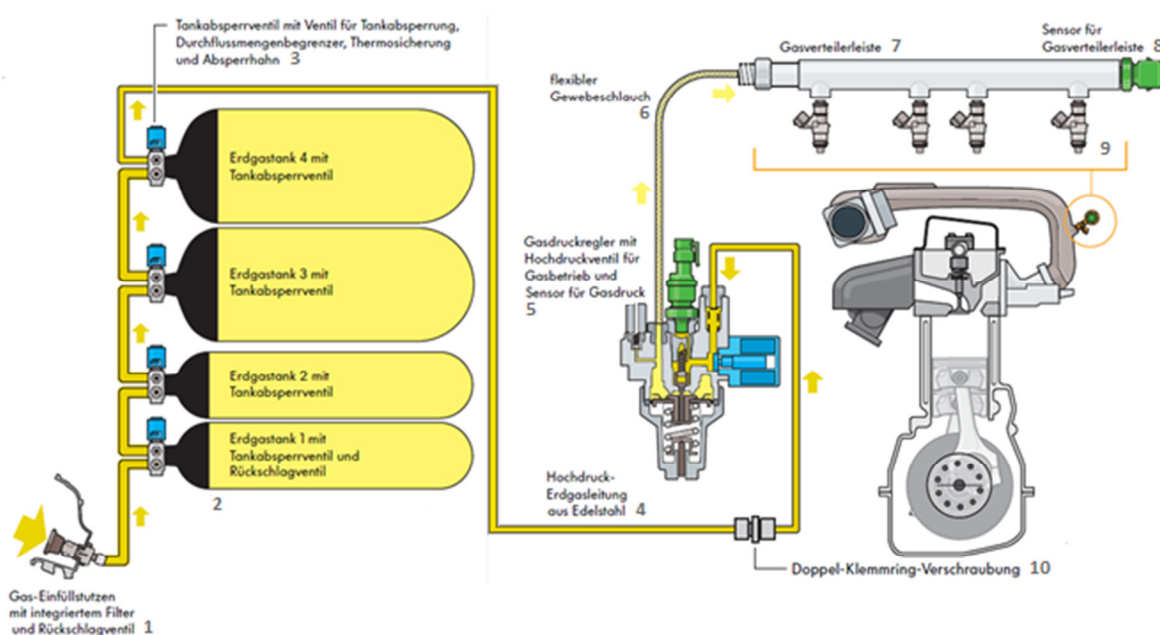
Obr. 5 – Palivový systém pro motory na zemní plyn s vícebodovým vstřikováním: 1 – Plnicí ventil; 2 – Bezpečnostní ventil (Mutiventil); 3 – Tlaková láhev; 4 – Regulátor tlaku plynu; 5 – Filtr; 6 – Vstřikovače plynu; 7 – Řídící jednotka; 8 – Lambda sonda; 9 – Ukazatel stavu nádrží + Přepínač benzín / zemní plyn [6]

3.2 Příslušenství palivových systémů

Konstrukce přestavby automobilů na pohon na stlačený zemní plyn s již náležitým palivovým systémem se dále skládá z dalšího příslušenství potřebného pro uskladnění tohoto alternativního paliva, a správnou funkci celého motoru. Celý systém se skládá z vysokotlaké části, do které patří plnicí ventil, palivové nádrže, bezpečnostní ventily, vysokotlaké potrubí, a z nízkotlaké části do které spadá palivová lišta se vstřikovači (případně směšovač), senzor teploty a tlaku zemního plynu, nízkotlaké potrubí. Vysokotlakou a nízkotlakou část pak propojuje regulátor tlaku.

Jednotlivé komponenty příslušenství palivových systémů vyrábějí a dodávají například firmy Bosch, Delphi, Westport Innovations, Ventrex Automotive GmbH, Landi Renzo, Fuel Systems Solutions, Quantum technologies.

Všechny automobily na stlačený zemní plyn musí splňovat předpisy evropské hospodářské komise EHK OSN 110.



Obr. 6 – Příslušenství palivové soustavy a palivový systém motoru na CNG (vícebodové vstřikování MPI): 1 – Plnicí ventil (se zabudovaným filtrem a zpětným ventilem); 2 – Soustava palivových nádrží; 3 – Bezpečnostní ventily tlakových lahví; 4 – Vysokotlaké potrubí (z nerezové oceli); 5 – Regulátor tlaku plynu; 6 – Nízkotlaké potrubí (flexibilní tkaninová hadice); 7 – Palivová lišta; 8 – Senzor tlaku plynu; 9 – Vstřikovače pro plyn CNG; 10 – Spojka palivového potrubí [7]

Plnicí ventil

Speciální ventil sloužící pro naplnění palivové nádrže vozidla zemním plynem. V praxi se dnes využívají dva druhy. Jedním je italský systém, který se používá zejména v Itálii. V evropských zemích se využívá tzv. NGV1 systému plnicích ventilů. Ventil bývá, v případě originálního vozidla na zemní plyn z prvovýroby, umístěn pod víčkem těsně vedle plnicího ventilu pro benzín. Při dodatečné přestavbě automobilu bývá ventil umístěn v motorovém prostoru.

Palivové nádrže

Plyn se uchovává o tlaku 200 bar v tlakových láhvích, které dokáží pojmout okolo 20 kg stlačeného zemního plynu. Nádrže se vyrábějí buď jako celokovové (ocelové nebo hliníkové), jejichž hmotnost je přibližně 0,8 – 1,1 kg/l, nebo jako kompozitové (opletené uhlíkovými a skelnými vlákny napuštěnými epoxidovou živicí). Kompozitové láhve jsou pevnější, lehčí – jejich hmotnost je okolo 0,4 kg/l, ale také dražší. Pro osobní automobily, v případě dodatečné přestavby, bývají nádrže umístěny v zavazadlovém prostoru a v případě konstrukce originálního vozidla bývají nádrže umístěny pod podlahou vozidla mezi nápravami. U nízkopodlažních autobusů bývají na střeše.

Bezpečnostní ventil

Z tlakových lahví je plyn veden přes bezpečnostní ventil, který se stará o spolehlivý provoz. Zajišťuje dávkování plynu z nádoby za chodu motoru, uzavírá tlakovou nádobu při vypnutém zapalování, a přerušuje průtok plynu při havárii nebo poruše. Ventil je ovládán elektromagneticky a reaguje na velikost tlaku v tlakové nádobě.

Regulátor tlaku plynu

Upravuje pracovní tlak pro nízkotlakou část systému před směšovačem / vstřikovači. Regulátory mohou být jednostupňové či dvoustupňové a mohou regulovat tlak plynu na mechanickém či elektronickém principu. Velikost požadovaného tlaku v nízkotlaké části palivového systému za regulátorem je dána pracovním tlakem vstřikovačů. Jelikož zde dochází k expanzi plynu, je nutné vyhřívání regulátoru připojením na chladicí okruh motoru, aby nedošlo k zamrzávání regulátoru.

Elektronická řídicí jednotka

Řízení motoru pracujícího na zemní plyn se provádí pomocí řídicí jednotky, která v sobě zahrnuje jak řízení palivového systému pro benzín tak řízení palivového systému pro zemní plyn. Například společnost Bosch GmbH nabízí řízení motoru na zemní plyn a benzín pomocí řídicí jednotky NG-Motronic. Tato jednotka mimo jiné zajišťuje, že přepnutí mezi oběma palivy proběhne beze změny točivého momentu [4].

Dodatečné přestavby automobilů se provádí pomocí připojení přídatné jednotky k jednotce pro původní palivo. Tato jednotka se stará se o správný provoz motoru na zemní plyn a řídí dávkování plynu dle jízdních režimů a signálů samotného motoru.

Zapalovací svíčka

Zapalovací svíčky CNG motorů se vyznačují modifikovanou konstrukcí. Střední elektroda těchto svíček bývá vyrobena z platino-iridiové slitiny. Tyto materiály zaručují vysokou odolnost proti korozi, nízkou tepelnou roztažnost, nízkou vodivost tepla a elektřiny a v důsledku tedy delší životnost svíček. Vzdálenost elektrod pak bývá nižší než 0,8 mm. Dalším rozdílem je potřebné zapalovací napětí, které pro benzínové motory může být okolo 14 kV, pro motory na zemní plyn se stejnými podmínkami se doporučuje toto napětí zvýšit až na 16 kV.

Katalyzátor

U automobilů pracujících na zemní plyn se využívá katalyzátorů se silnější vrstvou titanu, aby byly schopné odolat vyšším teplotám výfukových plynů u motorů pracujících na zemní plyn.

4 Vybraná provedení automobilových motorů pro provoz palivo CNG

První provozuschopný zážehový spalovací motor s pohonem na stlačený plyn představil v roce 1860 E. Lenoir. Tento motor měl mnoho nedostatků a v praktickém provozu měl značné problémy. Od této doby však plynové motory prošly velkým vývojem a pro mnoho stávajících automobilových společností je dnes standardem alespoň jeden vyráběný model automobilu poháněný motorem pracujícím na zemní plyn. K nejvýznamnějším automobilovým společnostem vyrábějících automobily na zemní plyn patří Dodge, Fiat, Opel, Ford, Citroen a Renault. Existuje tak velké množství osobních i nákladních automobilů a autobusů s pohonem na zemní plyn, ale dokonce i několik letadel a lodí.

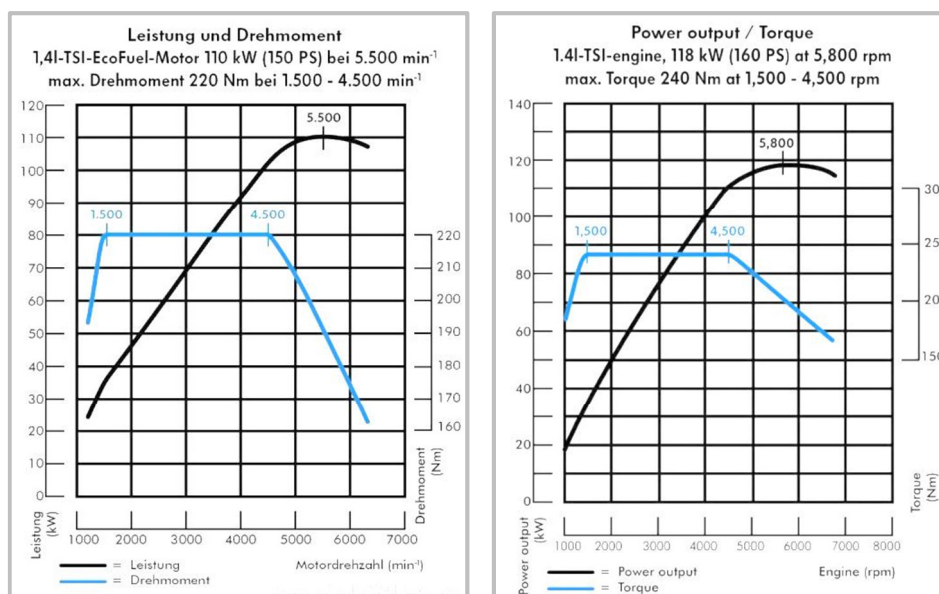
Na následujících stránkách jsou popsány tři osobní automobily vybraných automobilových společností.

4.1 Volkswagen Passat 1,4 TSI EcoFuel

TSI EcoFuel disponuje motorem, který kombinuje pohon na zemní plyn a benzín, přímým vstřikováním a dvoustupňovým přeplňováním se systémem Twincharger (mechanický kompresor a turbodmychadlo). Motor byl speciálně vyvinut a optimalizován pro převážné používání zemního plynu. Plyn je zde tedy brán jako primární palivo a na benzín motor přepíná pouze při startech za nízkých teplot, případě pokud v nádržích zbývá stlačeného zemního plynu pouze na ujetí přibližně 20 kilometrů. Tři palivové nádrže na zemní plyn jsou u tohoto automobilu umístěny pod podlahou v zadní části vozu [8].



Obr. 7 – Volkswagen Passat 1,4 TSI EcoFuel [8]



Obr. 8 – Vnější otáčková charakteristika motoru Volkswagen Passat 1,4 TSI EcoFuel (vlevo) [9] a motoru Volkswagen Passat 1,4 TSI (vpravo) [10]

Tab. 3 – Porovnání technických a cenových parametrů automobilu Volkswagen Passat 1,4 TSI EcoFuel [8], a automobilu Volkswagen Passat 1,4 TSI [11]:

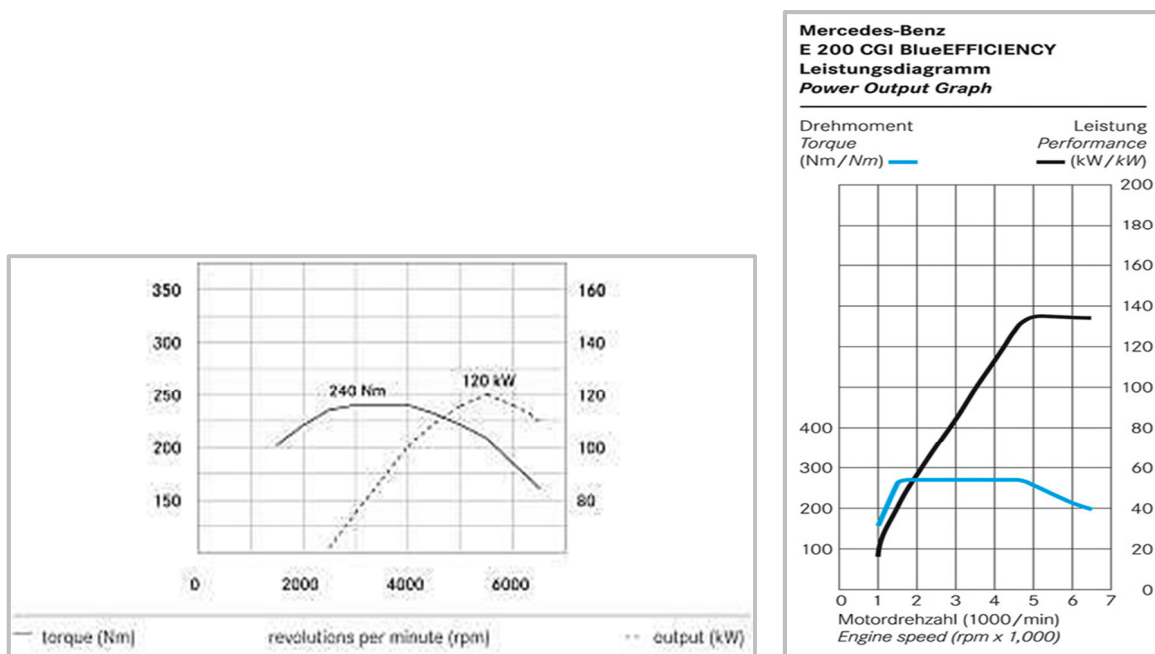
Typ motoru	1,4 TSI EcoFuel	1,4 TSI
Konstrukce motoru	Zážehový Přepřňovaný (Twincharger) Přímé vstřikování	Zážehový Přepřňovaný (Twincharger) Přímé vstřikování
Převodovka	6sti stupňová manuální	6sti stupňová manuální
Palivo	CNG Benzín Natural 95	Benzín Natural 95
Emisní norma	EU5	EU5
Počet válců / ventilů	4 / 16 DOHC	4 / 16 DOHC
Zdvihový objem	1390 [cm³]	1390 [cm³]
Vrtání / zdvih	76,5 / 75,6 [mm]	76,5 / 75,6 [mm]
Kompresní poměr	10	10
Maximální výkon	110 [kW] (150 [PS]) při 5500 [1/min]	118 [kW] (160 [PS]) při 5500 [1/min]
Maximální točivý moment	220 [Nm] při (1500 – 4500) [1/min]	240 [Nm] při (1500 – 4500) [1/min]
Maximální rychlost	214 [km/h]	220 [km/h]
Zrychlení (0 – 100)	9,8 [s]	8,5 [s]
Spotřeba paliva – zemní plyn		
- Ve městě	5,7 [kg/100 km] (8,2 [m³/100 km])	–
- Mimo město	3,5 [kg/100 km] (5,0 [m³/100 km])	–
- Kombinovaná	4,3 [kg/100 km] (6,2 [m³/100 km])	–
Spotřeba paliva – benzín		
- Ve městě	9,0 [l/100 km]	8,5 [l/100 km]
- Mimo město	5,4 [l/100 km]	5,2 [l/100 km]
- Kombinovaná	6,8 [l/100 km]	6,5 [l/100 km]
Objem nádrže – zemní plyn	21 [kg]	–
Objem nádrže – benzín	31 [l]	70 [l]
Dojezd – zemní plyn	480 [km]	–
Dojezd – benzín	460 [km]	1080 [km]
Obsah emisí CO ₂ – zemní plyn	117 [g/km]	–
Obsah emisí CO ₂ – benzín	157 [g/km]	142 [g/km]
Cena automobilu	768 900 [Kč]	712 900 [Kč]
Cena – benzín	–	35,90 [Kč/l] [18]
Cena – zemní plyn	26,60 [Kč/kg] [17]	–
Cena při kombinované spotřebě na 100 km	114,38 [Kč/100 km]	233,35 [Kč/100 km]

4.2 Mercedes-Benz E 200 NGT BlueEFFICIENCY

Přepíňaný čtyřválec E 200 NGT BlueEFFICIENCY je konstruován jako bivalentní – může tedy pracovat na zemní plyn nebo benzín. Trysky pro vstřikování zemního plynu byly přidány na spodní stranu sacího potrubí. Řízení motoru umožňuje kdykoliv plynule přepínat mezi zemním plynem a benzínem. Vedle standardní nádrže na benzín jsou ve vozidle uloženy tři tlakové nádoby na zemní plyn. Jedna nádrž je umístěna za opěradlem zadních sedadel a dvě nádrže jsou pod podlahou zavazadlového prostoru [12].



Obr. 9 – Mercedes-Benz E 200 NGT BlueEFFICIENCY [12]



Obr. 10 – Vnější otáčková charakteristika motoru Mercedes-Benz E 200 NGT (vlevo) [13] a vnější otáčková charakteristika motoru Mercedes-Benz E 200 CGI (vpravo) [14]

Tab. 4 – Porovnání technických a cenových parametrů automobilu Mercedes-Benz E 200 NGT [13] a automobilu Mercedes-Benz E 200 CGI [14]:

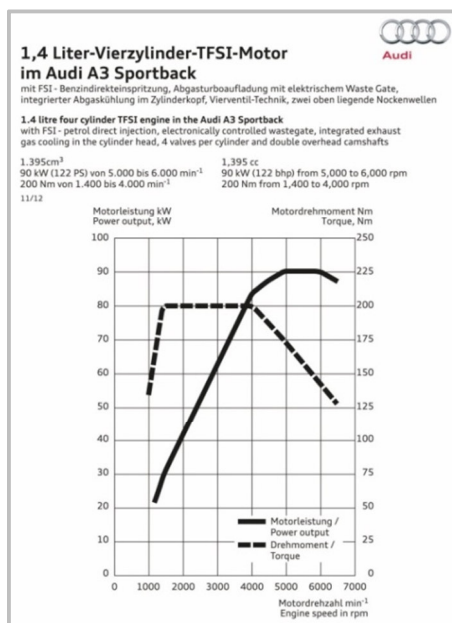
Typ motoru	E 200 NGT	E 200 CGI
Konstrukce motoru	Zážehový Přepřňovaný Vícebodové vstřikování	Zážehový Přepřňovaný Přímé vstřikování
Převodovka	5ti stupňová samočinná	6ti stupňová manuální
Palivo	CNG Benzín	Benzín Natural 95
Emisní norma	EU6	EU5
Počet válců / ventilů	4 / 16 DOHC	4 / 16 DOHC
Zdvihový objem	1796 [cm³]	1796 [cm³]
Vrtání / zdvih	82,0 / 85,0 [mm]	82,0 / 85,0 [mm]
Kompresní poměr	9,3	9,3
Maximální výkon	120 [kW] (163 [PS]) při 5500 [1/min]	135 [kW] (184 [PS]) při 5250 [1/min]
Maximální točivý moment	240 [Nm] při (3000 – 4000) [1/min]	270 [Nm] při (1800 – 4600) [1/min]
Maximální rychlost	224 [km/h]	232 [km/h]
Zrychlení (0 – 100)	10,4 [s]	8,5 [s]
Spotřeba paliva – zemní plyn		
- Ve městě	7,8 [kg/100 km]	–
- Mimo město	4,2 [kg/100 km]	–
- Kombinovaná	5,5 [kg/100 km]	–
Spotřeba – benzín		
- Ve městě	11,8 [l/100 km]	10,0 [l/100 km]
- Mimo město	6, [l/100 km]	5,7 [l/100 km]
- Kombinovaná	8,1 [l/100 km]	7,3 [l/100 km]
Objem nádrže – zemní plyn	19,5 [kg]	–
Objem nádrže – benzín	59 [l]	59 [l]
Dojezd – zemní plyn	350 [km]	–
Dojezd – benzín	843 [km]	843 [km]
Obsah emisí CO ₂ – zemní plyn	149 [g/km]	–
Obsah emisí CO ₂ – benzín	198 [g/km]	169 [g/km]
Cena automobilu	1 128 000 [Kč]	998 400 [Kč]
Cena – benzín	–	35,90 [Kč/l] [18]
Cena – zemní plyn	26,60 [Kč/kg] [17]	–
Cena při kombinované spotřebě na 100 km	146,30 [Kč/100 km]	

4.3 Audi A3 Sportback g-tron

Nejnovějším modelem je automobil od společnosti Audi AG. Celý automobil je speciální díky pohonu na syntetický zemní plyn e-gas, který si bude Audi sama vyrábět pomocí obnovitelných zdrojů energie. Závod na výrobu syntetického zemního plynu bude první na světě, a nachází se v německé obci Wertle. Motor tohoto automobilu vychází z nové jednotky 1,4 TFSI, na které byly provedeny úpravy u systému přeplňování, vstřikovací soustavy, hlavy válců a katalyzátoru. Tlak plynu mezi tlakovými lahvemi a vstřikovači upravuje elektronický dvoustupňový regulátor na (5 – 9) bar podle aktuálního režimu motoru. Tlakové láhve pro zemní plyn jsou uloženy v podlaze pod zavazadlovým prostorem. Jelikož tento model půjde do prodeje až v průběhu tohoto roku, nejsou zatím známe všechny údaje a průběh vnější otáčkové charakteristiky [15].



Obr. 11 – Audi A3 Sportback g-tron [15]



Obr. 12 – Vnější otáčková charakteristika motoru Audi A3 Sportback [16]

Tab. 5 – Porovnání technických a cenových parametrů automobilu Audi A3 Sportback g-tron [15] a automobile Audi A3 Sportback [16]:

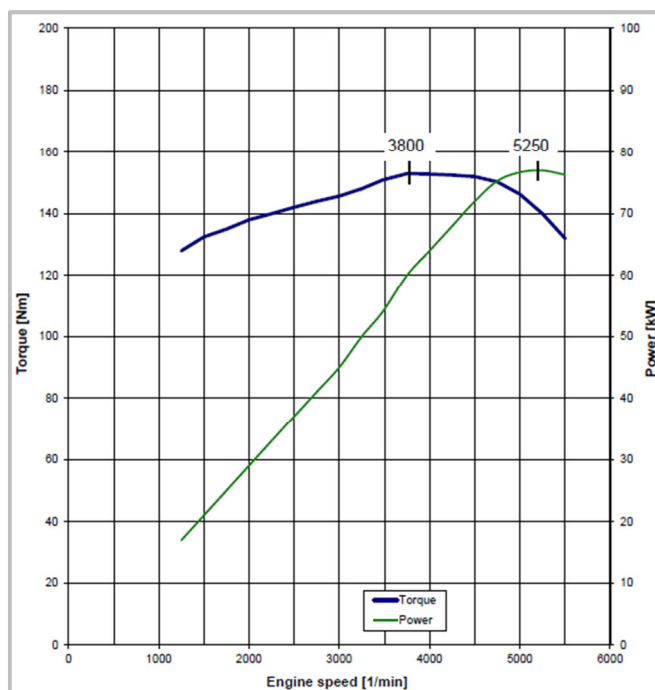
Typ motoru	1,4 TFSI	1,4 TFSI
Konstrukce motoru	Zážehový Přepřňovaný Přímé vstřikování	Zážehový Přepřňovaný Přímé vstřikování
Palivo	CNG (Syntetický zemní plyn e-gas) Benzín Natural 95	Benzín
Počet válců / ventilů	4 / 16 DOHC	4 / 16 DOHC
Zdvihový objem	1395 [cm³]	1395 [cm³]
Vrtání / zdvih	74,5 / 80 [mm]	74,5 / 80 [mm]
Kompresní poměr	10,5	10,5
Maximální výkon	81 [kW] (110 [PS]) při [1/min]	90 [kW] (122 [PS]) při (5000 – 6000) [1/min]
Maximální točivý moment	200 [Nm] při (1500 – 3700) [1/min]	200 [Nm] při (1400 – 4000) [1/min]
Maximální rychlost	193 [km/h]	203 [km/h]
Zrychlení (0 – 100)	11,4 [s]	9,5 [s]
Spotřeba paliva – zemní plyn		
- Kombinovaná	3,6 [kg/100 km]	–
Spotřeba paliva – benzín		
- Ve městě	-	6,6 [l/100 km]
- Míno město	-	4,6 [l/100 km]
- Kombinovaná	-	5,3 [l/100 km]
Objem nádrže – zemní plyn	14 [kg]	–
Objem nádrže – benzín	40 [l]	50 [l]
Dojezd – zemní plyn	400 [km]	–
Dojezd – benzín	900 [km]	1250 [km]
Obsah emisí CO ₂ – zemní plyn	30 [g/km]	–
Obsah emisí CO ₂ – benzín	95 [g/km]	123 [g/km]

5 Přestavba zážehového motoru typu MPI na provoz s alternativním palivem CNG

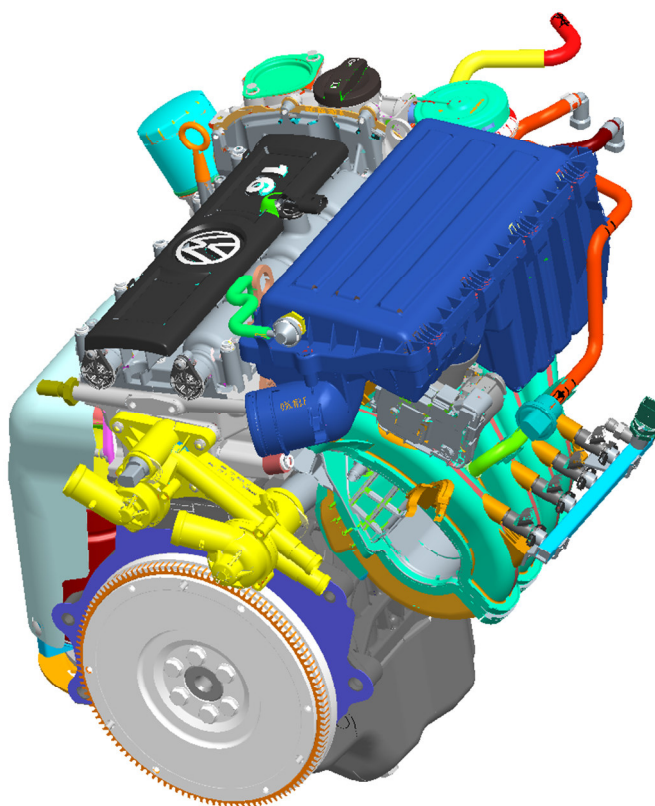
Pro přetavbu byl vybrán čtyřdobý, zážehový, atmosferický motor Škoda 1,6 MPI. Tento řadový motor se čtyřmi válci a s pracovním objemem 1,6 dm³ disponuje maximálním výkonem 77 kW při otáčkách 5250 1/min a maximálním točivým momentem 153 Nm při otáčkách 3800 1/min. Motor je kapalinou chlazený. Rozvody motoru jsou typu DOHC – tedy dvě vačkové hřídele v hlavě motoru, poháněné od klikové hřídele pomocí řetězu. Na každý válec pak případnou dva sací a dva výfukové ventily. Konstrukce motoru je optimalizovaná pro uspoření celkové hmotnosti na motoru – blok, hlava válců i olejová vana jsou vyrobeny ze slitiny hliníku a sací potrubí je vyrobeno z plastu. Skříň klikové hřídele je odvětrávaná. Úprava výfukových plynů je zajištěna pomocí třicestného katalyzátor a dvou skokových lambda sond, jedné před a druhé za katalyzátorem. K motoru je pak připojena mechanická, pětistupňová, plně synchronizovaná převodovka [19].

Tab. 6 – Výkonové a provozní parametry motoru pro provoz na benzín [19]:

Typ motoru	1,6 MPI
Konstrukce motoru	Zážehový Vícebodové vstřikování
Převodovka	5-ti stupňová manuální
Palivo	Benzín natural 95
Emisní norma	EU4
Počet válců / ventilů na válec	4 / 4 DOHC
Zdvihový objem	1598 [cm ³]
Vrtání / zdvih	76,5 / 86,9 [mm]
Kompresní poměr	10,5
Maximální výkon	77 [kW] (105 [PS]) při 5250 [1/min]
Maximální točivý moment	153 [Nm] při 3800 [1/min]
Maximální rychlost	188 [km/h]
Zrychlení (0 – 100)	10,7 [s]
Spotřeba – benzín	
- Ve městě	9,6 [l/100 km]
- Mimo město	5,7 [l/100 km]
- Kombinovaná	7,1 [l/100 km]
Obsah emisí CO ₂	162 [g/km]



Obr. 13 – Vnější otáčková charakteristika motoru Škoda 1,6 MPI, vyznačené hodnoty otáček motoru značí maximální hodnotu točivého momentu a hodnotu maximálního výkonu [19]



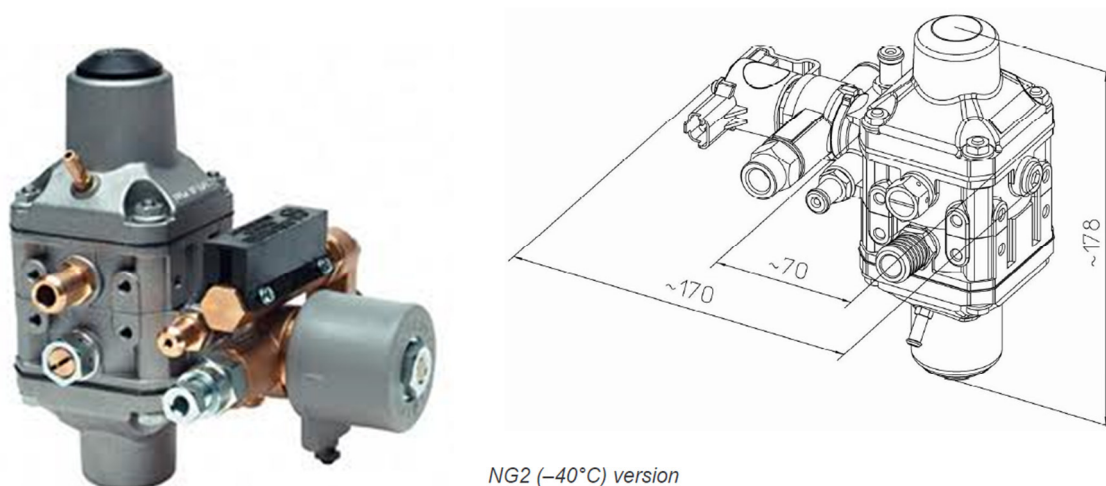
Obr. 14 – Motor Škoda 1,6 MPI s upraveným sacím potrubím a přidanou palivovou lištou se vstřikovači zemního plynu

6 Konstrukční úpravy motoru na stlačený zemní plyn

V této části práce je popsán návrh potřebných úprav při konverzi zážehového benzínového motoru na motor s pohonem na zemní plyn. Základem přestavby je volba regulátoru tlaku pro úpravu tlaku mezi vysokotlakou a nízkotlakou částí palivového systému. Dále je provedena volba vstřikovače zemního plynu a kontrolní výpočet pro ověření, zda je vstřikovač schopen dodat vypočítanou dávku paliva v daném čase jedné otáčky klikové hřídele. Pro dané vstřikovací ventily je provedena příslušná úprava sacího potrubí a konstrukce palivové lišty. Pro dosažení bezpečnosti a trvanlivosti je nutná také úprava materiálů ventilů a sedel ventilů. Konstrukční úpravy jsou vypracovány v souvislosti s výpočty výkonových a provozních vlastností motoru uvedených v kapitole. Jelikož byl proveden návrh výpočtu motoru se zvýšeným kompresním poměrem, je na konci kapitoly provedena úprava pístu pro dosažení navrženého kompresního poměru.

6.1 Regulátor tlaku

Pro snížení tlaku z hodnoty 200 bar, pod kterým je zemní plyn skladován v tlakových lahvích, na hodnotu vstřikovacího tlaku 8 bar, je k palivovému systému připojen dvoustupňový regulátor tlaku od společnosti Landi Renzo. Tlak je zde regulován pomocí membrány a regulačního šoupátka. Na vstupní části pro plyn je bezpečnostní uzavírací ventil. Regulátor také obsahuje připojení na chladicí okruh motoru pro zamezení zamrzání [20]. Technické parametry jsou uvedeny v tabulce níže.



Obr. 15 – Dvoustupňový regulátor tlaku Landi Renzo [20]

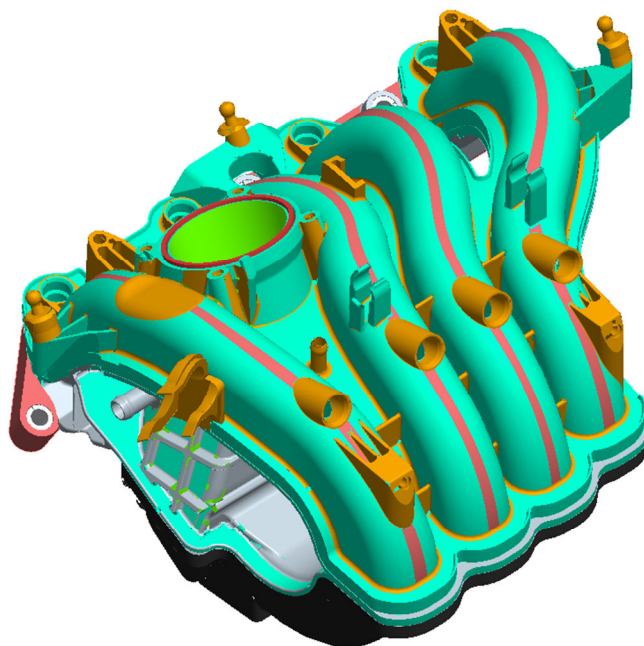
Tab. 7 – Technické parametry regulátoru tlaku Landi Renzo [20]:

Typ regulátoru		NG2-8
Kód regulátoru		536818000
Regulované médium		Zemní plyn
Provozní tlak	[bar]	min. 20; max. 260
Výstupní tlak	[bar]	8
Maximální průtok	[kg/h]	45
Otevírací tlak přetlakového ventilu	[bar]	18
Provozní teplota – okolí	[°C]	min. -40; max. +120
Provozní teplota – plyn	[°C]	min. -40; max. +100
Provozní teploty – chladicí kapalina	[°C]	min. -40; max. +100
Napětí elektromagnetického ventilu	[V]	12 (24)

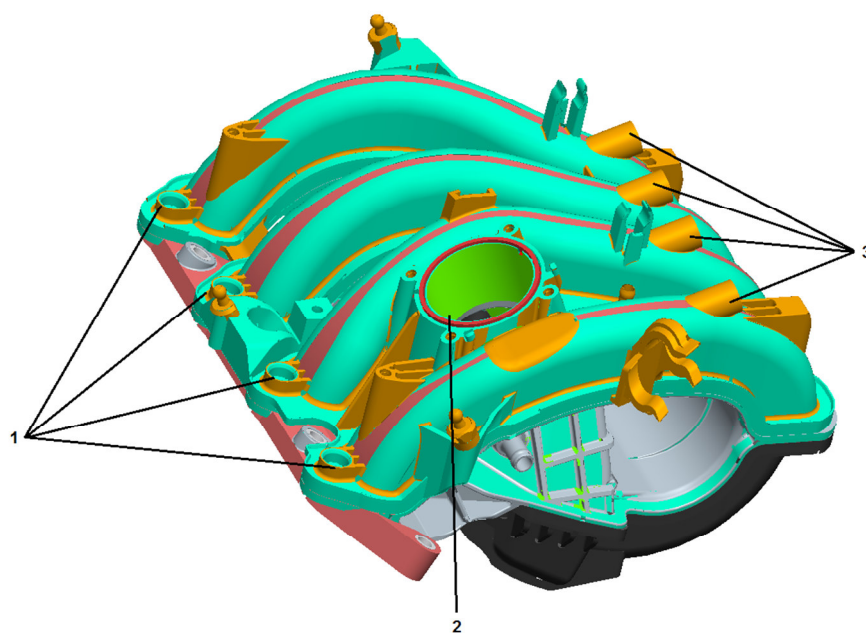
6.2 Sací potrubí

Sací potrubí tohoto motoru je laděno pro dynamické plnění válců, které zlepšuje plnění válců zejména pak ve středních otáčkách. Každý válec má samostatné potrubí o délce L, spojující se ve společném sběrném potrubí. Při otevření sacího ventilu a pohybu pístu směrem k dolní úvratí, vzniká ve válci podtlak. V sacím potrubí se vyvolává zpětná podtlaková vlna, která se zde šíří rychlostí zvuku daného prostředí. Tato vlna postupuje zpět až ke společnému zásobníku, kde se odrazí a jako přetlaková a pohybuje se zpět k sacímu ventilu. Tato vlna se dostává k ventilu těsně před jeho zavřením a dochází k účinnějšímu naplnění válce, a tím k lepším výkonovým vlastnostem motoru. Pro snížení celkové hmotnosti motoru je pak potrubí vyrobeno z plastu.

První z úprav při přestavbě motoru byla úprava sacího potrubí. Nálitky zajišťující upevnění vstřikovačů pro zemní plyn byly z důvodu zástavbového prostoru konstruovány ve větší vzdálenosti od samotné hlavy motoru. Jelikož u plyných paliv není problém s jejich ulpíváním na stěnách válce, jsou nálitky vstřikovačů konstruovány ve velkém úhlu pro bezpečnou dopravu zemního plynu až k sacím ventilům motoru. Součástí úprav byla i konstrukce nálitků sloužících pro připevnění celé sestavy palivové lišty se vstřikovači pomocí samořezných šroubů.



Obr. 16 – Sací potrubí pro motor na stlačený zemní plyn s nálitky zajišťující polohu vstřikovacích ventilů zemního plynu



Obr. 17 – Upravené sací potrubí motoru s provozem na zemní plyn s pohledem na umístění vstřikovacích ventilů benzínu (1), umístění vstřikovacích ventilů zemního plynu (2), umístění škrtecí klapky (3)

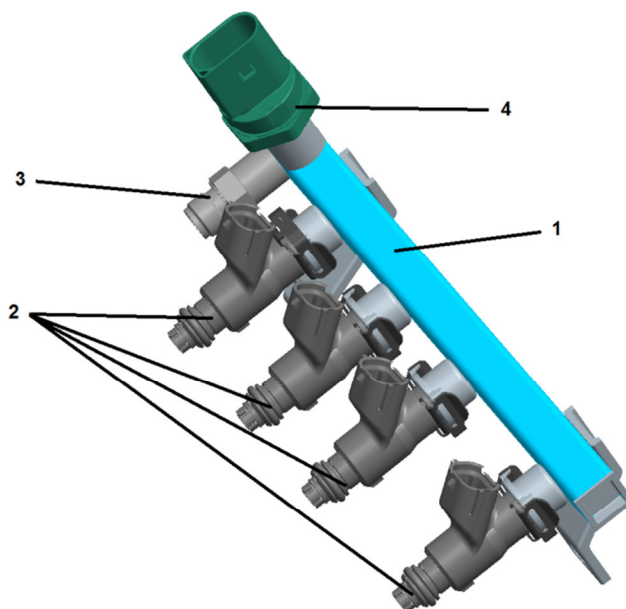
6.3 Palivová lišta

Palivová lišta má za úkol dodávat palivo ke vstřikovacím ventilům a stabilizovat tlak paliva na jejich vstupu. Čím větší množství paliva je lišta schopna pojmout, tím méně dochází ke kolísání tlaku na vstupu vstřikovacích ventilů.

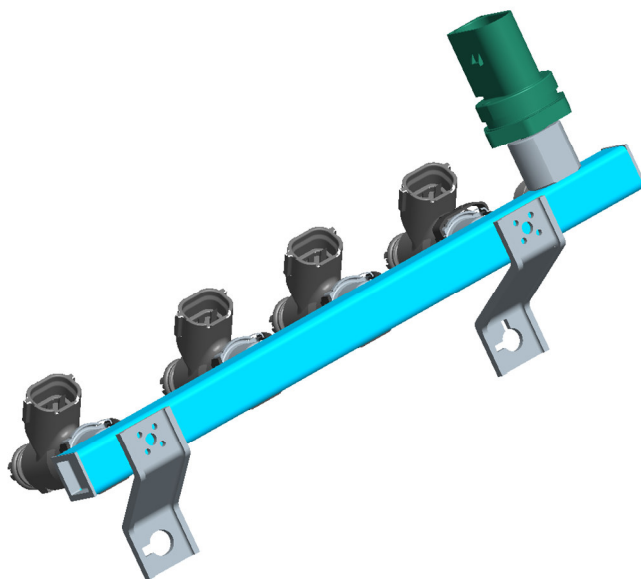
Palivová lišta vstřikovacího systému CNG byla upravena pro příslušné připevnění vstřikovačů. Jednotlivé díly sestavy, jako konektory pro uložení vstřikovacích ventilů, snímač tlaku a teploty, adaptéru pro připojení palivového potrubí a držáku pro připevnění palivové lišty k sacímu potrubí, jsou k palivové liště připojeny svařováním. Samotná lišta je vyrobena z korozi-vzdorné, žáruvzdorné slitiny oceli X5CrNi1810 (1.4301 DIN EN 10217-7) a držáky pro připevnění lišty k palivovému potrubí z korozi-vzdorné, žáruvzdorné slitiny oceli X5CrNi1810 (1.4301 DIN EN 10088-2).

Tab. 8 – Procentuální množství jednotlivých prvků ve slitině X5CrNi1810 [21]:

X5CrNi1810 – Chemické složení [%]							
	Cr	Ni	Mn	Si	N	C	P+S
Min.	17,0	8,0					
Max.	19,5	10,5	2,0	1,0	0,11	0,07	<0,4



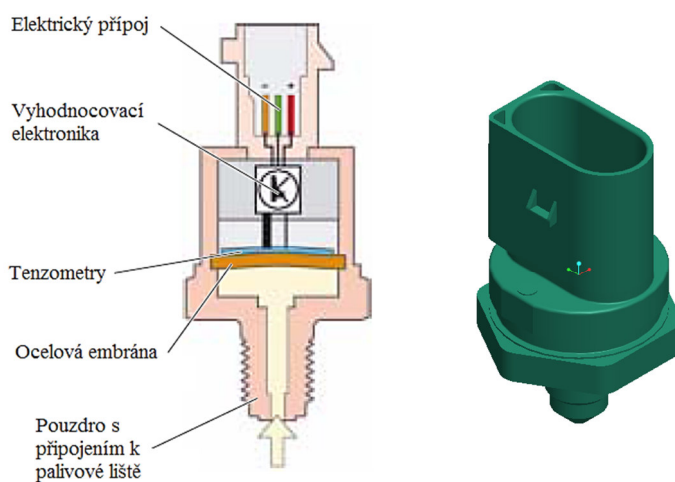
Obr. 18 – Sestava palivové lišty (1) se vstřikovači (2), adaptérem pro připojení palivového potrubí (3) a senzor tlaku zemního plynu v palivové liště (4)



Obr. 19 – Pohled na držáky zajišťující upevnění palivové lišty se vstřikovači na sací potrubí

Senzor přišroubovaný ke konci palivové lišty má za úkol snímat aktuální tlak zemního plynu v palivové liště, na základě kterého řídicí jednotka reguluje dodávku plynu.

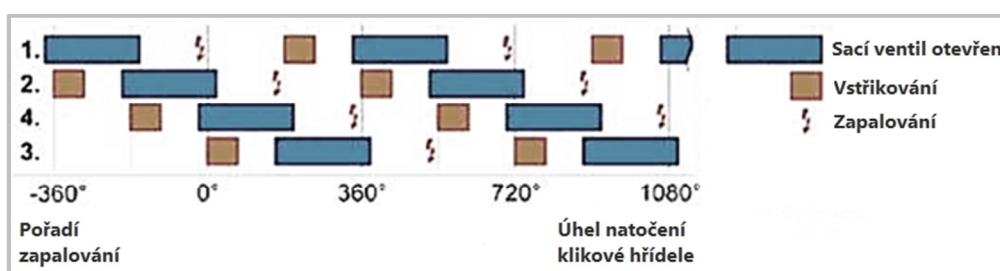
Na ocelové membráně uvnitř snímače jsou připevněny tenzometry. Odpor tenzometrů, který klesá se zvyšující se hodnotou tlaku, je snímán elektronikou a dále vyhodnocován řídicí jednotkou. Pokud nastane závada senzoru, řídicí jednotka motor automaticky přepne na provoz na benzín.



Obr. 20 – Řez senzorem tlaku zemního plynu v palivové liště [22]

6.4 Vstřikovací ventily

Motor Škoda 1,6 využívá vícebodové vstřikování. Jelikož byla, po přestavbě motoru na zemní plyn, zachována i funkce provozu motoru na benzín, má každý válec jeden vstřikovací ventil na benzín a jeden vstřikovací ventil na zemní plyn. Využívá se zde jak elektronicky řízeného sekvenčního vstřikování benzínu, tak i elektronicky řízeného sekvenčního vstřikování zemního plynu. Podle toho, které z paliv motor zrovna využívá, jsou ventily náležející příslušnému druhu paliva podle pořadí zapalování sekvenčně aktivovány podle řídicí jednotky. Počátek vstřiku paliva je pak závislý na zatížení motoru a na otáčkách motoru.



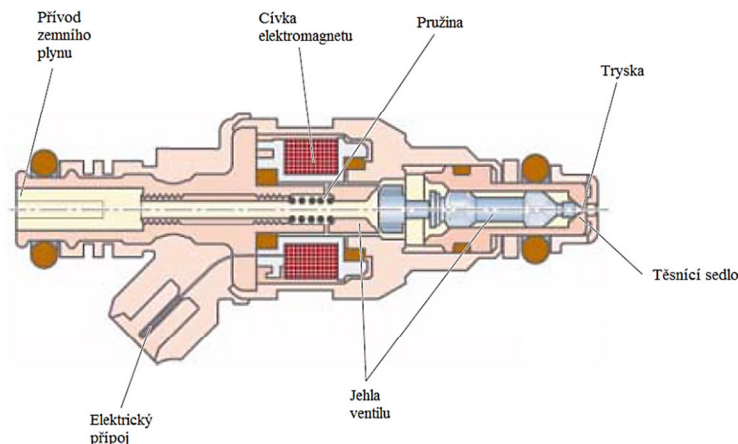
Obr. 21 – Sekvenční vstřikování pro čtyřválcový motor (0° pootočení klikové hřídele značí horní úvrať prvního válce) [23]

Pro vstřikování zemního plynu byly vybrány vstřikovací ventily od společnosti Delphi. Vstřikovače jsou optimalizovány pro specifické chemické a fyzikální vlastnosti zemního plynu. Výrobce zaručuje optimální dávkování paliva, vysoký průtok při tlaku do 9 bar, přesnost, stabilitu a nízkou hlučnost. Je zaručena vysoká odolnost proti opotřebení i přes nízké mazací schopnosti zemního plynu. Uváděná životnost je až 400 milionů cyklů [22].



Obr. 22 – Vstřikovací ventil Delphi pro stlačený zemní plyn [24]

Otevření ventilu se dosahuje připojením napájení, následně vyvolané magnetické pole přitahuje jehlu vstřikovacího ventilu a plyn tak může proudit přes těsnící sedlo do sacího potrubí.



Obr. 23 – Řez vstřikovacího ventilu zemního plynu [22]

6.4.1 Průtokový průřez vstřikovacího ventilu a teplota nasávané směsi

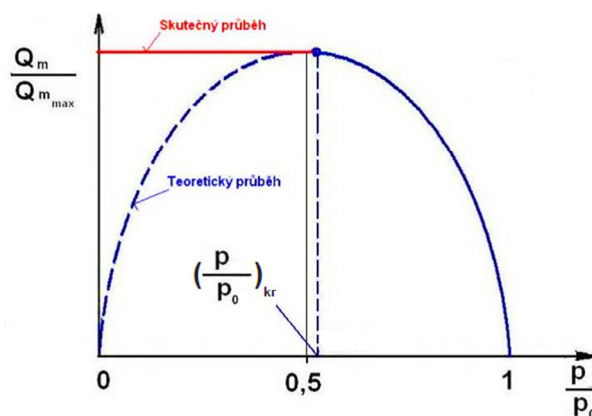
Výpočet průtokového průřezu vstřikovacího ventilu Delphi byl proveden na základě znalosti hmotnostního průtoku ventilu při daném tlakovém spádu na ventilu (dle údajů výrobce) a teplotě vstřikovaného zemního plynu (stanovená odhadem). Úloha byla řešena jako výtok stlačitelné tekutiny (zemního plynu) jednoduchou zužující se tryskou [25].

Tab. 9 – Hodnoty tlakového spádu na vstřikovacím ventilu s daným hmotnostním průtokem a látkové vlastnosti zemního plynu:

Tlak před jehlou trysky ventilu	$P_{\text{CNG/rail}}$ [kPa]	800
Teplota vstřikovaného paliva před jehlou trysky	$T_{\text{CNG/rail}}$ [K]	300
Měrná plynová konstanta zemního plynu	r_{CNG} [J/kgK]	518,8
Poissonova konstanta	κ [–]	1,33
Hmotnostní průtok ventilem při daném tlakovém spádu	\dot{m} [kg/s]	0,00317
Průtokový koeficient	μ [–]	0,85

Rychlost výtoku zemního plynu ze vstřikovací trysky bude záviset jednak na látkových vlastnostech samotného plynu, ale také na poměru tlaků před vstřikovacím otvorem a za ním. Při určitém poměru těchto tlaků dosáhne proud plynu rychlosti zvuku daného prostředí – kritické rychlosti a hmotnostní tok tryskou dosáhne svého maxima.

Nastane tak zvané aerodynamické ucpání trysky a i při dalším zvyšování vstupního tlaku se nebude hmotnostní tok měnit. Stav kdy proudící plyn dosáhne kritické rychlosti, určuje kritický poměr tlaků. Ten je daný látkovými vlastnostmi proudícího plynu – v tomto případě tedy zemního plynu. V závislosti na tom, jaký je pak skutečný tlakový poměr na trysce vůči tomuto kritickému poměru, udává, zda bude plyn v trysce proudit podkritickou, kritickou či nadkritickou rychlostí.



Obr. 24 – Poměrný hmotnostní průtok plynu zužující se tryskou v závislosti na poměru tlaků před a za otvorem trysky s vyznačeným kritickým poměrem těchto tlaků [25]

Kritický poměr tlaků pro případ zemního plynu:

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,540 [-] \quad (6.1)$$

Tlakový poměr na vstřikovacím ventilu zemního plynu při tlaku v sacím potrubí 1 bar:

$$\frac{p_s}{p_{\text{CNG/rail}}} = 0,125 [-] \quad (6.2)$$

$\frac{p_s}{p_{\text{CNG/rail}}} < \beta_{kr} \rightarrow$ Jelikož tlakový poměr na vstřikovacím ventilu vychází mnohem menší než je hodnota kritického poměru tlaků, bude tedy proudění zemního plynu probíhat kritickou rychlostí.

Kritický tlak paliva na výstupu ze vstřikovacího ventilu:

$$p_1 = p_{\text{CNG/rail}} \cdot \beta_{kr} = 430 \text{ [kPa]} \quad (6.3)$$

Kritická rychlost vstřikování paliva:

$$w_{kr} = \sqrt{2 \cdot r_{CNG} \cdot T_{CNG/rail} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{CNG/rail}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} = 421,5 \text{ [m/s]} \quad (6.4)$$

Hmotnostní průtok zemního plynu vstřikovací tryskou:

$$\dot{m} = \mu \cdot \rho_1 \cdot S \cdot w_{kr} = \mu \cdot S \cdot \rho_{CNG/rail} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{CNG/rail}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (6.5)$$

Hustota zemního plynu před jehlou trysky ventilu:

$$\rho_{CNG/rail} = \frac{p_{CNG/rail}}{r_{CNG} \cdot T_{CNG/rail}} = 5,14 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (6.6)$$

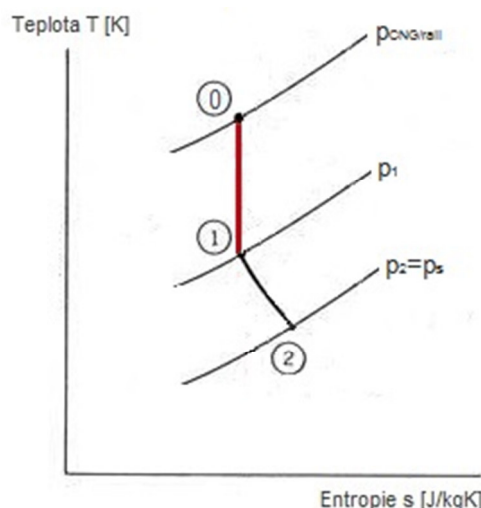
Hustota zemního plynu na výstupu ze vstřikovacího ventilu:

$$\rho_1 = \rho_{CNG/rail} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{CNG/rail}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 3,236 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (6.7)$$

Průtokový průřez vstřikovací trysky:

$$S = \frac{\dot{m}}{\mu \cdot \rho_1 \cdot w_{kr}} = 0,0000027342 \text{ [m}^2\text{]} = 2,734 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (6.8)$$

Zemní plyn je zde vstřikován do proudu nasávaného vzduchu proudícím v sacím potrubí. Při vstřikování dochází k izoentropické expanzi, a tedy k prudkému snížení teploty zemního plynu. Ochlazený zemní plyn se v sacím potrubí smísí s teplejším nasávaným vzduchem. Výsledná směs zemního plynu a vzduchu bude mít tedy nižší teplotu, což má příznivý vliv na objemovou účinnost a zlepšuje se výkon motoru pracujícího na zemní plyn.



Obr. 25 – Izoentropická, bezztrátová, expanze plynu při vystřikování (vyznačena červeně – z bodu 0 do bodu 1) a následná adiabatická, ztrátová, expanze plynu v sacím potrubí (vyznačena černě – z bodu 1 do bodu 2)

Výsledná teplota nasávané směsi je počítána podle následujících vzorců s dosazením hodnot uvedených v tabulce 10. Uvedené hodnoty teploty nasávaného vzduchu a teploty vstřikovaného zemního plynu před jehlou trysky jsou navrženy kvalifikovaným odhadem. Hodnoty cyklové dávky zemního plynu a cyklové dávky vzduchu pro jeden válec jsou vzaty z výpočtů výkonových a provozních hodnot motoru programem TLAK macro.xls, které jsou uvedeny v další části práce v kapitole 7.2, v tabulce 21.

Konečná teplota zemního plynu na konci vstříku:

$$T_{\text{CNG/vst}} = T_{\text{CNG/rail}} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{\text{CNG/rail}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 257,5 \text{ [K]} = -15,6 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (6.9)$$

Tab. 10 – Výpočet teploty nasávané směsi vzduchu a zemního plynu v sacím potrubí pro dva otáčkové režimy motoru – maximálního momentu (3800 1/min) a maximálního výkonu (5250 1/min):

Otáčky	n [1/min]	3800	5250
Cyklová dávka zemního plynu pro jeden válec	$m_{\text{CNG/l}}$ [g/cykl]	0,0265	0,0243
Teplota zemního plynu na konci vstříku	$T_{\text{CNG/vst}}$ [K]	257,5	257,5
Cyklová dávka vzduchu pro jeden válec	$m_{\text{vz/l}}$ [g/cykl]	0,462	0,418
Teplota nasávaného vzduchu	T_{vz} [K]	297	297
Měrné tepelné kapacita vzduchu za konstantního tlaku	$C_{p/\text{vz}}$ [J/kgK]	1004	1004

Jelikož se v tomto zidealizovaném případě měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku pro jednotlivé tekutiny nemění a pro oba režimy motoru uvažujeme $\lambda = 1$ (stechiometrické složení směsi), bude výsledná teplota směsi stejná pro oba počítané otáčkové režimy.

Měrná tepelná kapacita zemního plynu za stálého objemu a měrná tepelná kapacita zemního plynu za stálého tlaku:

$$c_{v/CNG} = \frac{r}{\kappa - 1} = 1572,1 \text{ [J/kgK]} \quad (6.10)$$

$$c_{p/CNG} = c_{v/CNG} + r_{CNG} = 2090,9 \text{ [J/kgK]} \quad (6.11)$$

Měrná tepelná kapacita směsi zemního plynu a vzduchu za stálého tlaku:

$$c_{p/sm} = \frac{m_{vz/1(3800)}}{m_{vz/1(3800)} + m_{CNG/1(3800)}} \cdot c_{p/vz} + \frac{m_{CNG/1(3800)}}{m_{vz/1(3800)} + m_{CNG/1(3800)}} \cdot c_{p/CNG} \quad (6.12)$$

$$c_{p/sm(3800)} = c_{p/sm(5250)} = 1063 \text{ [J/kgK]}$$

Energetická bilanční rovnice směsi:

$$m_{CNG/1} \cdot c_{p/CNG} \cdot T_{CNG/rail} + m_{vz/1} \cdot c_{p/vz} \cdot T_{vz} = (m_{CNG/1} + m_{vz/1}) \cdot c_{p/sm} \cdot T_{sm} \quad (6.13)$$

Teplota směsi zemního plynu a vzduchu:

$$T_{sm} = \frac{m_{CNG/1(3800)} \cdot c_{p/CNG} \cdot T_{CNG/rail} + m_{vz/1(3800)} \cdot c_{p/vz} \cdot T_{vz}}{(m_{CNG/1(3800)} + m_{vz/1(3800)}) \cdot c_{p/sm(3800)}} \quad (6.14)$$

$$T_{sm(3800)} = T_{sm(5250)} = 292,7 \text{ [K]}$$

6.4.2 Doba otevření vstřikovacího ventilu

Pro ověření správné volby vstřikovacího ventilu je nutné spočítat, zda je ventil schopný dodat potřebné množství paliva za daný čas jedné otáčky klikové hřídele.

Množství vstřikovaného paliva je, při daném zdvihu jehly trysky (průtokovém průřezu ventilu) a při daném vstřikovacím tlaku, dáno délkou trvání vstřiku. Tato doba otevření vstřikovacího ventilu se nazývá pulsní čas a je ovládána, stejně jako počátek vstřiku paliva, řídicí jednotkou motoru. Časový úsek od okamžiku otevření vstřikovacího ventilu až do okamžiku dalšího otevření toho samého ventilu se nazývá pulzní perioda.

Potřebná doba otevření vstřikovacího ventilu pro tento motor pracující na zemní plyn, pro dopravení potřebného množství zemního plynu do válce potřebného pro dosažení daného výkonu, je vypočítána za pomoci změřené hodnoty průtoku zemního plynu na vstřikovacím ventilu, která činí 3,17 g/s. Takovýto průtok zemního plynu je tedy možné změřit na ventilu při jeho otevření na celou jednu sekundu.

Doba otevření ventilu, tedy pulzní čas, je pak vypočítána jako poměr cyklové dávky paliva na jeden válec ke změřené hodnotě průtoku paliva na ventilu, a to celé vynásobené časem, kterým palivo proudilo skrz ventil při měření. Při otáčkách náležejícím maximálnímu momentu motoru – 3800 otáček za minutu, je pulzní čas potřebný v délce 8,36 milisekund. Při těchto otáčkách se kliková hřídel otočí jednou za 1/63,3 sekundy, tedy 15,8 milisekund, což je v tomto případě pulsní perioda. Jak je vidět, vstřikovací ventil je plně schopný dodat dávku paliva zhruba během sacího zdvihu celé jedné otáčky klikové hřídele. Hodnoty pulsního času a pulsní periody pro 5250 otáček jsou uvedeny v tabulce níže. Množství dávky zemního plynu pro jeden válec je, stejně jako v případě předchozích výpočtů teploty nasávané směsi, získáno z výpočtů výkonových a provozních hodnot motoru programem TLAK macro.xls, které jsou uvedeny v další části práce v kapitole 7.2, v tabulce 21.

Tab. 11 – Výpočet doby otevření vstřikovacího ventilu zemního plynu pro režim motoru maximálního momentu (3800 1/min) a maximálního výkonu (5250 1/min):

Otáčky motoru	n [1/min]	3800	5250
	n [1/s]	63,3	87,5
Doba jedné otáčky	t_n [ms]	15,8	11,4
Cyklová dávka zemního plynu pro jeden válec	$m_{CNG/cykl}$ [g/cykl]	0,0265	0,0243
Hmotnostní průtok ventilem (změřený)	\dot{m} [g/s]	3,17	
Doba otevření vstřikovacího ventilu	t_{vst} [ms]	8,36	7,67

Takto vypočítaná doba otevření vstřikovacího ventilu je však velice idealizovaná. Ve skutečnosti je při výpočtu zahrnuta konstanta vstřikovacího ventilu, která je závislá na konstrukci ventilu a definuje vztah mezi ovládacím časem vstřikovače a protékajícím množstvím. Pomocí dalších korekčních veličin jsou ve výpočtu také zohledněny různé provozní stavy motoru. Při startu motoru je doba otevření vstřikovacího ventilu počítána na základě odlišných algoritmů, které za těchto okolností neberou v úvahu zatížení motoru.

6.5 Sací a výfukové ventily, sedla ventilů

U motorů pracujících na zemní plyn je zvýšení tepelné odolnosti a odolnosti proti opotřebení sacích a výfukových ventilů a příslušných sedel ventilů nezbytností. Důležitým faktorem ovlivňující konstrukci a volbu vhodného materiálu, zejména pak výfukových ventilů pro CNG motory, je pomalejší spalování zemního plynu, než jak je tomu u konvenčních kapalných paliv. Při nevhodném časování předstihu zážehu a otevírání výfukových ventilů může nastat situace, kdy otevírající se výfukový ventil bude v kontaktu s výfukovými plyny, jejichž teplota nestihla ještě dostatečně klesnout pod hranici teplotní únosnosti materiálu daného ventilu a výfukový ventil se tak začne přehřívat. Zemní plyn je známý také jako “suché” palivo, díky čemuž tomu jsou sedla ventilů a ventily vystaveny riziku většího mechanického opotřebení. Dříve se do benzínu přidávala sloučenina tetraethylu olova (TEO) – $C_8H_{20}Pb$, která jednak zvyšovala antidetonační schopnosti benzínu, ale také ulpívala na sedlech ventilů v hlavě válců. Tak působila jako mazivo a ochrana před opotřebením mezi tímto sedlem a jeho ventilem. V dnešní době bezolovnatých benzínů, je pro zachování takovýchto mazacích schopností benzínů, olovo v některých palivech nahrazeno draslíkem (K), či sodíkem (Na). Bez takovéto ochranné vrstvy, při spalování zemního plynu, jsou sedla a ventily vystaveny korozivnímu prostředí, vysokým teplotám a mechanickému namáhání, daného opakovaným dynamickým dosedáním ventilu na sedlo. Dochází tak k rychlému opotřebení a úbytku materiálu, které může mít za následek až ztrátu těsnosti spalovacího prostoru. Sací a výfukové ventily jsou z těchto důvodů povrchově upraveny pomocí vysoce odolných materiálů.

Výfukové ventily jsou vyrobeny jako dvou-materiálové. Dřík ventilu je vyroben z martenzitické slitiny 45Cr9Si3 (1.4718) a talířek ventilu, z důvodu většího tepelného namáhání, je vyroben z austenitické slitiny 50Cr21Mn9Ni4Nb2WN (1.4882). Pro zvýšení teplotní a mechanické odolnosti je talíř výfukového ventilu tzv. “pancéřován”.

V místě dosedací plochy ventilu a jeho příslušného sedla je vytvořena drážka a za pomoci plazmového svařování je zde navařena vrstva materiálu ve formě roztaveného stelitového prášku. Stelit je slitina na bázi kobaltu (Co) s přidavkem chromu (Cr), wolframu (W), uhlíku (C), případně dalších příměsí s vysokou odolností proti opotřebení a korozi v širokém rozsahu teplot, která tak výrazně prodlouží životnost výfukového ventilu. Pro levnější verzi je pak možné využít pancéřovacího materiálu na bázi železa. Celé čelo ventilu s navařenou vrstvou je poté přebroušeno.

Tab. 12 – Procentuální množství jednotlivých prvků ve slitině Stellite 6 [21]:

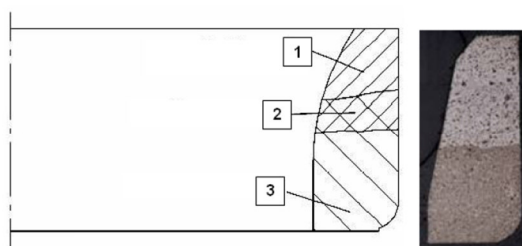
Stellite 6 – Chemické složení [%]						
Tvrdost: 30 – 50 HRC						
Cr	W	Fe	Ni	C	Si	Co
29,0	4,5	2,0	2,0	1,2	1,0	Rest

Jelikož je sací ventil ochlazován proudem nasávané směsi, je vyroben jako jednomateriálový z o něco méně tepelně odolné austenitické slitiny 45Cr9Si3 (1.4718). Sací i výfukové ventily jsou nakonec zpevněny nitridací. Nitridací ventilů se zlepšuje odolnost proti opotřebení a třecí vlastnosti. Zvyšuje se tvrdost povrchu podél dřívku ventilu, zatímco je zachována korozní odolnost v oblasti sedla ventilu.

Tab. 13 – Procentuální množství jednotlivých prvků slitin 50Cr21Mn9Ni4Nb2WN [25] a 45Cr9Si3 [21]:

50Cr21Mn9Ni4Nb2WN – Chemické složení [%]									
	Cr	Mn	Ni	Nb	W	N	C	Si	Cu
Min.	20,0	8,0	3,5	1,8	0,8	0,4	0,45	≤0,45	≤0,30
Max.	22,0	10,0	5,0	2,5	1,9	0,6	0,55		
45Cr9Si3 – Chemické složení [%]									
	Cr	Ni	Si	C	Mn				
Min.	14,0	13,0	1,5	0,35	≤0,60				
Max.	16,0	15,0	2,5	0,45					

Sedla ventilů mají za úkol odvádět teplo z příslušných ventilů a společně s ventily těsnit spalovací prostor. Sedla ventilů výfukových i sacích jsou vytvořeny ze dvou vrstev vysoce odolných slitin ocelí. Mezi těmito dvěma vrstvami je přechodová difúzní vrstva. Funkční vrstva má martenzitickou strukturu s jemně rozptýleným karbidy, zatímco podpůrná vrstva má perlitickou strukturu. Podrobné chemické složení je popsáno v tabulce 14.



Obr. 26 – Výbrus sedla ventilů se schématickým znázorněním dvou materiálových vrstev:
1 – Funkční vrstva, 2 – Přechodová difúzní vrstva, 3 – Podpůrná vrstva [19]

Tab. 14 – Procentuální množství jednotlivých prvků funkční a podpůrné vrstvy slitin sedel ventilů [19]:

Funkční vrstva – Chemické složení [%]											
Tvrдост: >45 HRC											
	Co	Cu	Mo	Cr	W	V	C	Si	Mn	S	Fe
Min.	15,0	10,0	9,0	3,5	2,5	1,3	0,8	0,5	0,3	0,15	Zbyt.
Max.	22,0	20,0	14,0	5,5	4,5	2,3	1,3	2,0	1,5	0,75	
Podpůrná vrstva – Chemické složení [%]											
	Cu	C	Mn	Fe							
Min.	5,0	0,5	0,1	Zbyt.							
Max.	15,0	1,3	0,7								

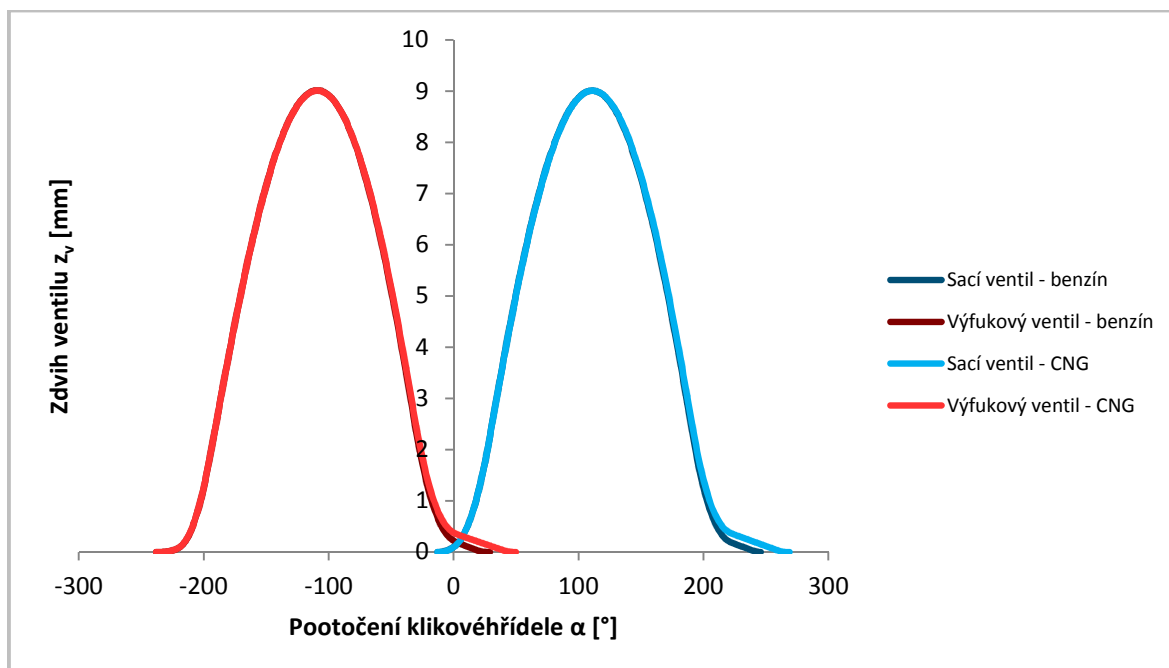
Prodloužení životnosti ventilů a jejich sedel se zároveň dosahuje úpravou zdvihové křivky obou ventilů. V konečné fázi zdvihové křivky, při uzavírání ventilu, se zdvihová křivka prodlouží a sníží se rychlost uzavírání ventilu.

Tab. 15 – Časování sacích a výfukových ventilů motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín [19]:

Otevření sacího ventilu (před horní úvratí)	SO před HÚ [°KH]	13
Zavření sacího ventilu (za dolní úvratí)	SZ po DÚ [°KH]	67
Otevření výfukového ventilu (před dolní úvratí)	VO před DÚ [°KH]	58
Zavření výfukového ventilu (za horní úvratí)	VZ po HÚ [°KH]	28
Maximální zdvih sacího ventilu (úhel pootočení klikové hřídele)	z_{sv} [mm] ([°KH])	9 (110)
Maximální zdvih výfukového ventilu (úhel pootočení klikové hřídele)	z_{vv} [mm] ([°KH])	9 (590)

Tab. 16 – Časování sacích a výfukových ventilů motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na zemní plyn [19]:

Otevření sacího ventilu (před horní úvratí)	SO před HÚ [°KH]	13
Zavření sacího ventilu (za dolní úvratí)	SZ po DÚ [°KH]	89
Otevření výfukového ventilu (před dolní úvratí)	VO před DÚ [°KH]	58
Zavření výfukového ventilu (za horní úvratí)	VZ po HÚ [°KH]	50
Maximální zdvih sacího ventilu (úhel pootočení klikové hřídele)	z_{sv} [mm] ([°KH])	9 (110)
Maximální zdvih výfukového ventilu (úhel pootočení klikové hřídele)	z_{vv} [mm] ([°KH])	9 (590)



Obr. 27 – Zdvihové křivky ventilů pro oba typy motorů se znatelným mírnějším průběhem zavírání výfukového a sacího ventilu pro motor pracující na zemní plyn

Další možností pro snížení mechanického opotřebení je zmenšení úhlu sedla ventilu ze standardních 45° až například na 20° . Touto změnou úhlu sedla ventilu dochází ke snížení sil působících ve stykových plochách ventilu a sedla, a tedy ke snížení opotřebení těchto povrchů. Snížení úhlu sedla pod 20° se nedoporučuje, jelikož může nastat problém s ulpíváním nečistot, jako jsou částice uhlíku, zbytky spalování atd., které vznikají při spalování kapalných uhlovodíkových paliv. Tyto nečistoty nejsou schopny při takto malých úhlech sklouzávat z povrchu stykové plochy. Takováto úprava ventilu a jejich sedel by byla tedy možná pouze při konverzi motoru pracujícího pouze na zemní plyn.

6.6 Píst

Jelikož snížení výkonu motoru pracujícího zemní plyn je jedním z hlavních problémů, je zde ukázána možná úprava pístu pro změnu kompresního poměru motoru z hodnoty 10,5 až na hodnotu 12,5 pro zvýšení výkonu tohoto motoru.

Původní píst benzínového motoru má v horní části talířovité vybrání. Píst tímto vybráním, při své poloze v horní úvratí, uzavírá spalovací prostor tvořený v hlavě válců a hloubka vybrání pak určuje konečný objem kompresního objemu. Pro dosažení kompresního poměru 12,5 bylo potřeba konstrukce pístu s rovným dnem, tedy bez talířovitého vybrání. Změny velikostí kompresních objemů jsou uvedeny v tabulce 18.

Materiál pístu je přizpůsoben pro vysoké tlaky a teploty ze slitiny hliníku Al2618. Pro dlouhou životnost pístu je nutné také správné dimenzování výkonu olejového čerpadla pro dostatečný ostřík pístů (chlazení pístů). Výpočet zvýšení výkonových a momentových vlastností motoru při provozu na zemní plyn a zvýšení kompresního poměru na hodnotu 12,5 je ukázán v kapitole 7.2.

Tab. 17 – Kompresní a zdvihový objem motoru Škoda 1,6 MPI:

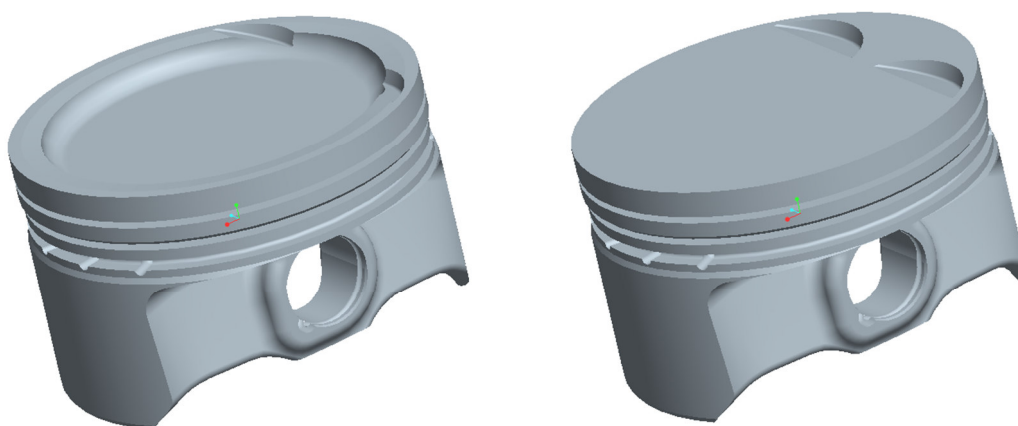
Kompresní poměr	ε [-]	10,5	12,5
Zdvihový objem	V_z [dm ³]	1,598	1,598
Kompresní objem	V_k [dm ³]	0,168211	0,138957
	V_k [mm ³]	168211	138957

Tab. 18 – Procentuální množství jednotlivých prvků ve slitině Al2618 [21]:

Al2618 – Chemické složení [%]							
	Cu	Mn	Fe	Ni	Ti	Si	Al
Min.	1,9	1,3	0,9	0,9	0,04	<0,25	Zbyt.
Max.	2,7	1,8	1,3	1,2	0,1		



Obr. 28 – Výpočet kompresního objemu – tvar spalovacího prostoru v hlavě válců



Obr. 29 – Původní píst benzínového motoru Škoda 1,6 MPI (vlevo) a upravený píst pro dosažení zvýšení kompresního poměru

7 Výkonové a provozní vlastnosti motoru na zemní plyn

Změny výkonových a provozních vlastností motoru na zemní plyn jsou způsobeny zejména odlišnými vlastnostmi zemního plynu.

U motorů na zemní plyn dochází ke snížení výkonu v důsledku nižší objemové účinnosti. Nižší objemová účinnost je způsobena tím, že plynné palivo zaujímá ve směsi větší objem, které má za následek snížení objemu nasávaného vzduchu. Méně vzduchu ve válci je pak problémem z hlediska spalování zemního plynu. Pro dokonalé spálení stechiometrické směsi je totiž potřeba k 1 kg zemního plynu přivést 16,9 kg vzduchu. Oproti benzínu je to pak znatelně více, pro jeho dokonalé spálení 1 kg je potřeba pouze 14,5 kg vzduchu. Dalším, často zmiňovaným, důvodem nižší objemové účinnosti mohou být vyšší teploty sacího potrubí a nasávaného vzduchu. Zemní plyn je totiž po celou dobu v plynné podobě a chybí mu tedy latentní teplo odpařování, které by při vnějším tvoření směsi, toto sací potrubí a nasávaný vzduch ochlazovalo. Nasávaný vzduch s vyšší teplotou má nižší hustotu a válcová jednotka tedy nasaje menší hmotnostní množství vzduchu. Tato skutečnost je však velmi diskutabilní. Při vstřikování zemního plynu do sacího potrubí dochází totiž k expanzi plynu a v důsledku toho k jeho značnému ochlazení. Zemní plyn je pak schopen poněkud snížit teplotu nasávané směsi. Velikost ochlazení zemního plynu při expanzi ze vstřikovače, však závisí na jeho teplotě v palivové liště.

Dalším faktorem, který může snížit výkon motoru na základě známých termodynamických analýz indikátorových diagramů, je nižší rychlost plamene zemního plynu. Rychlost hoření paliva ve válci, tedy rychlost chemických reakcí, je závislá na mnoha parametrech, které jsou například homogenita směsi, turbulence v náplni válce, koncentrace daného paliva a kyslíku, teplota směsi, fyzikálně-chemické vlastnosti směsi, aktivační energie použitého paliva. Aktivační energie je minimální energie potřebná k převedení látky do stavu schopného chemické reakce, a bude tedy také ovlivňovat zápalnou teplotu směsi. Hodnota aktivační energie daného paliva lze pak zmenšit vyšší teplotou směsi.

Tab. 19 – Hodnoty aktivační energie zemního plynu v porovnání s kapalnými palivy [26]:

Nafta	do 45 [MJ/kmol]
Benzín	90 – 150 [MJ/kmol]
Zemní plyn a další plynná uhlovodíková paliva	250 – 400 [MJ/kmol]

Skutečnost nižší rychlosti hoření zemního plynu a znatelně vyšší hodnoty aktivační energie zemního plynu vyžaduje správné načasování předstihu zážehu pro dosažení dokonalého spálení směsi a správného dimenzování zapalovací svíčky.

Naopak zvýšení výkonu motoru můžeme dosáhnout díky vysokému oktanovému číslu zemního plynu (přibližně 130 – v závislosti na složení), které umožňuje, při pohonu motoru pouze zemním plynem, použití vyšších kompresních poměrů bez nebezpečí detonačního spalování než je tomu u motorů na benzín. Velké zvýšení výkonu můžeme dosáhnout také přeplňováním takovýchto motorů, čímž vyřešíme nedostatky v oblasti plnicí účinnosti.

7.1 Odhad změny průběhu vnější otáčkové charakteristiky motoru na zemní plyn

Předběžný návrh pro změnu výkonu motoru při provozu na zemní plyn byl vypočítán podle zjednodušujícího vzorce pro výpočet poměrné změny výkonu motoru v režimu 100% zatížení, odvozeného za předpokladu stejných hodnot plnicích a celkových účinností zážehového motoru ($\lambda = 1$), jak při provozu na benzín, tak i při provozu na zemní plyn. Z již zmíněných důvodů hodnoty plnicích účinností ve skutečnosti stejné nebudou. Stejně tak budou rozdílné i hodnoty celkových účinností – tato skutečnost bude dokázána v pozdějších výpočtech. Hodnoty teplot náplně válce v dolní úvrati (na konci plnicího zdvihu) byly převzaty z výsledků výpočtů v programu TLAK macro.xls.

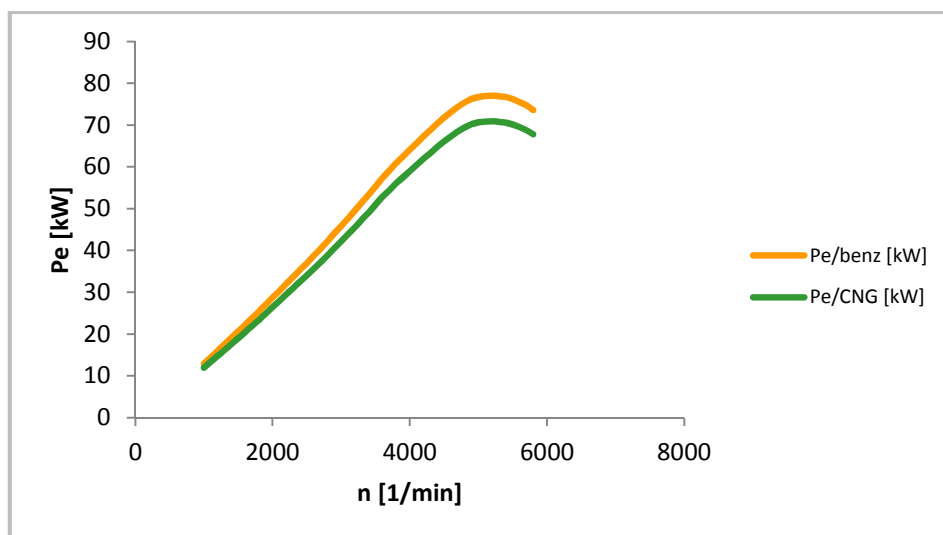
Tab. 20 – Termodynamické a fyzikální vlastnosti benzínu a zemního plynu:

Palivo	Benzín	
Teoretická spotřeba vzduchu	$L_{v/benz}$ [kg/kg]	14,5
Dolní výhřevnost paliva	$H_{u/benz}$ [MJ/kgK]	42,5
Teplota náplně válce na konci plnění	$T_{DÚ/benz}$ [K]	321
Plynová konstanta - přehřáté páry benzínu	r_{benz} [J/kgK]	76
Plynová konstanta - vzduch	r_{air} [J/kgK]	287
Palivo	CNG	
Teoretická spotřeba vzduchu	$L_{v/CNG}$ [kg/kg]	16,9
Dolní výhřevnost paliva	$H_{u/CNG}$ [MJ/kgK]	49,1
Teplota náplně válce na konci plnění	$T_{DÚ/CNG}$ [K]	318
Plynová konstanta - CNG	r_{CNG} [J/kgK]	518,8
Plynová konstanta - vzduch	r_{air} [J/kgK]	287

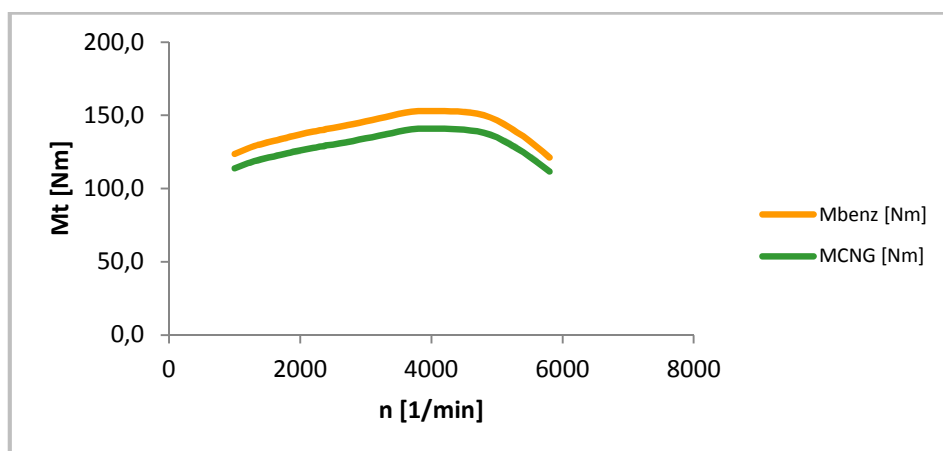
Poměrná změna výkonu motoru při změně paliva motoru z benzínu na zemní plyn [27]:

$$\frac{P_{e/CNG}}{P_{e/benz}} = \frac{(L_{v/benz} \cdot r_{air} + r_{benz}) \cdot H_{u/CNG} \cdot T_{DÚ/benz}}{(L_{v/CNG} \cdot r_{air} + r_{CNG}) \cdot H_{u/benz} \cdot T_{DÚ/CNG}} \quad (7.1)$$

Hodnoty výkonu motoru pracujícího na zemní plyn oproti výkonu motoru pracujícího na benzín se stejnými geometrickými parametry budou podle očekávání nižší. Tato hodnota je však závislá na teplotách daných náplní válců na konci plnicího zdvihu a může se tedy výrazně měnit. Následující grafy pak naznačují přepočítanou změnu výkonu a momentu v závislosti na otáčkách při 100% zatížení. Hodnoty pro tyto grafy jsou vypsány v příloze.



Obr. 30 – Výkonu motoru 1,6l MPI při provozu na benzín a na zemní plyn v závislosti na otáčkách



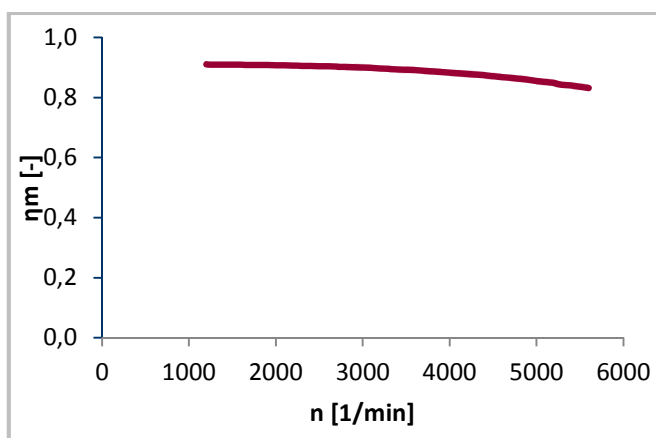
Obr. 31 – Moment motoru 1,6l MPI při provozu na benzín a na zemní plyn v závislosti na otáčkách

7.2 Výpočet vlastností motoru na zemní plyn pomocí programu

TLAK macro.xls

Výpočet základních parametrů motoru byl proveden pomocí programu TLAK macro.xls, vytvořeného na Katedře vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci pro základní termodynamický výpočet pracovního oběhu čtyřdobých pístových spalovacích motorů. Program provádí výpočty na základě výpočtu dvou na sebe navazujících cyklů. Výpočet prvního cyklu je zjednodušený a vstupní parametry bere z uživateli vložených údajů o náplni v dolní úvrati a v průběhu expanze, kalkulace tohoto pracovního oběhu je pak provedena s látkovými vlastnostmi popsánymi empirickým vztahem. Výpočet druhého navazujícího cyklu je pak zpřesněn pomocí hodnot vypočtených z prvního pracovního cyklu a kalkulace tohoto pracovního oběhu je provedena s látkovými vlastnostmi podle použitého paliva. Výpočet celého pracovního oběhu motoru je proveden s krokem výpočtu $\Delta\alpha=1^\circ$. V každém výpočtovém kroku je provedena kalkulace několika postupných změn, počítaných podle známých vzorců – výměna tepla mezi náplní válce a stěnami je počítána podle Eichelberga, přívod tepla hořením je počítán dle Vibeho charakteristické rovnice a objemová změna náplně je kalkulována na základě energetické bilance v daném výpočtovém kroku [28].

Z hodnot vnější otáčkové charakteristiky benzínového motoru, naměřených v brzdové zkušebně Škoda Auto, byly nejprve vypočteny hodnoty středního efektivního tlaku. Dále, pro výpočet středního indikovaného tlaku byl odhadnut průběh mechanické účinnosti motoru, jak znázorňuje následující graf. Tyto hodnoty benzínového motoru byly vypočteny podle vzorců na následující stránce [29].



Obr. 32 – Odhad průběhu mechanické účinnosti motoru

Výkon motoru:

$$P_e = M_t \cdot \omega = M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \text{ [W]} \quad (7.2)$$

Střední efektivní tlak:

$$p_e = \frac{k \cdot 60}{V_z \cdot n \cdot P_e} \text{ [Pa]} \quad (7.3)$$

Střední indikovaný tlak:

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_m} \text{ [Pa]} \quad (7.4)$$

Vypočtené hodnoty pro dva pracovní body motoru, a to maximálního točivého momentu a maximálního výkonu, byly pak dále vloženy do programu TLAK macro.xls, ze kterých byly vypočítány další parametry motoru – maximální tlak a teplota v závislosti na pootočení klikové hřídele, teplota výfukových plynů při otevření výfukového ventilu a cyklové dávky paliva a vzduchu.

Výpočet motoru při provozu na zemní plyn byl počítán pro stejné geometrické parametry motoru, při stejné uvažované mechanické účinnosti, pro stejné hodnoty tlaků na konci plnicího zdvihu, a pro stejný střední tlak ve výfukovém potrubí. Teplota náplně válce v sacím potrubí je pro směs benzínu a vzduchu odhadnuta, a pro směs zemního plynu a vzduchu je uvažována podle předchozího výpočtu v kapitole 6.4.1. Rozdílné hodnoty budou pak u součinitele přebytku vzduchu. U benzínových motorů dochází, se zvyšujícími se otáčkami, k obohacování směsi z důvodu potřeby ochlazování výfukových plynů. K tomuto však u zemního plynu nedochází a seřízení bohatosti směsi těchto motorů bude velice blízko hodnotám $\lambda = 1$. Pro výpočet bude použito v celém rozsahu otáček součinitel přebytku vzduchu roven jedné. Chemická účinnost, která vyjadřuje dokonalost spálení přivedeného paliva do válcové jednotky, je mimo jiné, značně závislá na součiniteli přebytku vzduchu. Benzínový motor spaluje, v tomto případě, v obou pracovních režimech bohatou směs. Pro spálení celého množství přivedeného paliva není ve válci dostatek vzduchu, a tedy oproti CNG motoru spalujícího stechiometrickou směs, bude jeho chemická účinnost nižší. Pro zemní plyn byly také upraveny hodnoty vyhořívání směsi, jelikož zemní plyn hoří pomaleji a vyžaduje tedy i rozdílné časování předstihu zážehu.

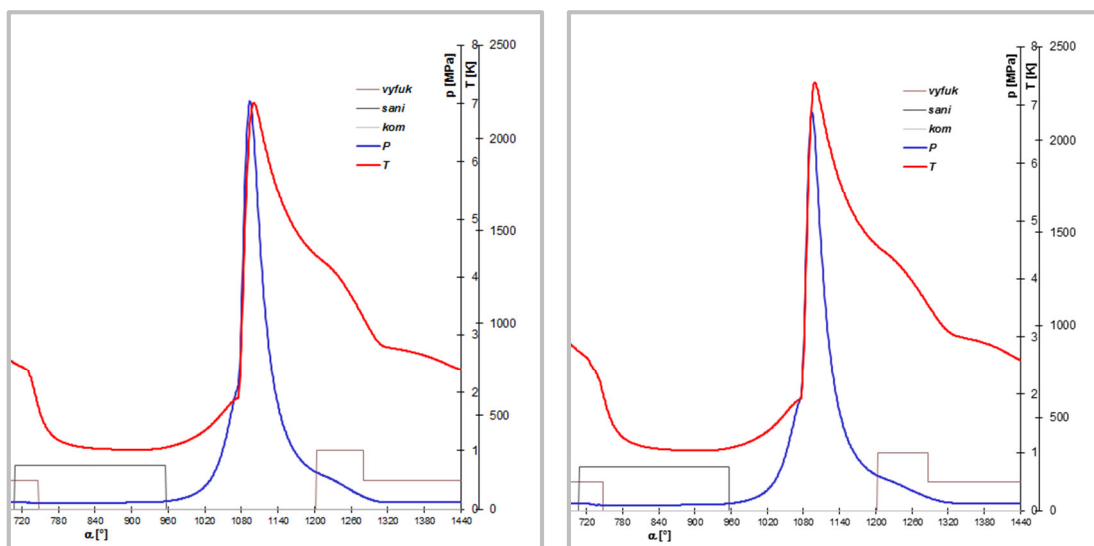
Hodnoty začátku hoření směsi a celkové doby vyhořívání směsi byly odhadnuty na základě údajů z typově podobného motoru.

Výsledný pokles výkonu motoru na zemní plyn je pro pracovní bod maximálního momentu, tedy pro 3800 otáček, přibližně čtrnáct procent a pro případ pracovního bodu maximálního výkonu, tedy 5250 otáček, přibližně šestnáct procent.

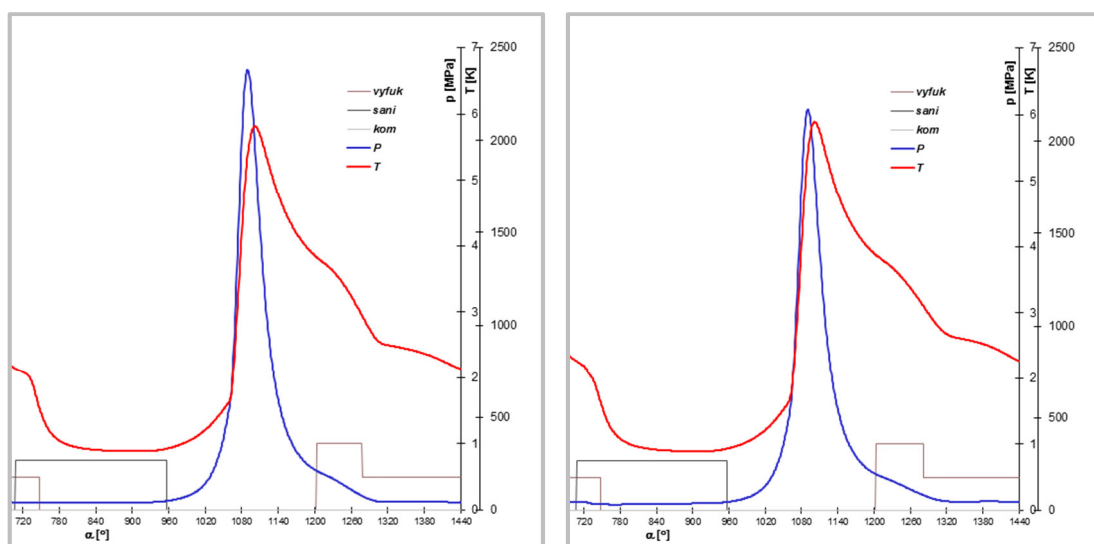
Vedle změny výkonových parametrů motoru se provoz motoru na zemní plyn liší proti původnímu benzinovému motoru i v dalších parametrech. Z důvodu přípravy směsi s využitím plynného paliva, a tedy snížením dopravní účinnosti, došlo u motoru na zemní plyn k snížení dávce spotřeby vzduchu na jeden cyklus, v důsledku toho pak i ke snížení dávky paliva na jeden cyklus. V grafech lze také pozorovat snížení maximálních tlaků a maximální teplot ve válci CNG motoru. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce níže.

Tab. 21 – Výkonové a provozní parametry motoru Škoda 1,6l MPI pro provoz na benzín a na stlačený zemní plyn pro pracovní body maximálního točivého momentu (3800 [1/min]) a maximálního výkonu (5250 [1/min]), při kompresním poměru 10,5:

Kompresní poměr	ε [–]	10,5			
Palivo		Benzín		CNG	
Otáčky	n [1/min]	3800	5250	3800	5250
Efektivní výkon	P_e [kW]	60,88	77,00	52,74	64,47
Točivý moment	M_t [Nm]	153,00	140,06	132,54	117,26
Střední efektivní tlak	p_e [MPa]	1,202	1,111	1,042	0,922
Mechanická účinnost	η_m [–]	0,89	0,85	0,89	0,85
Střední indikovaný tlak	p_i [MPa]	1,357	1,306	1,177	1,092
Tlak ve válci na konci plnicího zdvihu	$p_{plDÚ}$ [kPa]	114,0	104,0	114,0	104,0
Teplota nasávaného vzduchu	T_{vz} [K]	297	297	293	293
Střední tlak ve výfukovém potrubí	p_{vyf} [kPa]	118,0	127,0	118,0	127,0
Začátek hoření paliva	ZH [°]	355	355	340	338
Celková doba hoření	H [°]	35	30	63	60
Chemická účinnost hoření	η_{ch} [–]	0,96	0,96	0,98	0,98
Maximální tlak (poloha klikového hřídele)	p_{max} [MPa]	7,05 (374°)	6,88 (374°)	6,66 (370°)	6,07 (370°)
Maximální teplota (poloha klikového hřídele)	T_{max} [K]	2189 (381°)	2310 (379°)	2077 (382°)	2104 (382°)
Teplota náplně válce při otevření výfukového ventilu	$T_{NV/VO}$ [K]	1366	1427	1367	1384
Dávka paliva na jeden cyklus pro jeden válec	$m_{p_{cykl/l}}$ [g/cykl]	0,0369	0,0357	0,0265	0,0243
Dávka vzduchu na jeden cyklus pro jeden válec	$m_{v_{cykl/l}}$ [g/cykl]	0,497	0,466	0,462	0,418
Součinitel přebytku vzduchu	λ [–]	0,90	0,84	1,00	1,00



Obr. 33 – Průběhy tlaku a teploty ve válci motoru pracujícího na benzín pro pracovní režimy maximálního točivého momentu (3800 1/min; obr. vlevo) a maximálního výkonu (5250 1/min; obr. vpravo), při kompresním poměru 10,5



Obr. 34 – Průběhy tlaku a teploty ve válci motoru pracujícího na zemní plyn pro pracovní režimy maximálního točivého momentu (3800 1/min; obr. vlevo) a maximálního výkonu (5250 1/min; obr. vpravo), při kompresním poměru 10,5

Jelikož jde o motory pracující s navzájem různými palivy, byly pro jejich lepší porovnání vypočítány měrné spotřeby tepla motorů a jejich celkové účinnosti podle následujících vzorců [29].

Hodinová spotřeba paliva:

$$M_p = m_{\text{p}cykl/1} \cdot i \cdot \frac{n}{2} \cdot 60 \cdot \frac{1}{1000} \text{ [kg/h]} \quad (7.5)$$

Tepelný příkon:

$$P_{T[MJ/h]} = M_p \cdot H_u [MJ/h]; P_{T[kW]} = P_{T[MJ/h]} \cdot 1000 \cdot \frac{1}{3600} [kW] \quad (7.6)$$

Měrná spotřeba tepla (energie):

$$q_T = \frac{P_{T[MJ/h]}}{P_e} [MJ/kWh] \quad (7.7)$$

Celková účinnost motoru:

$$\eta_c = \frac{P_e}{P_{T[kW]}} [-] \quad (7.8)$$

Výsledné hodnoty celkové účinnosti vycházejí vyšší jednoznačně pro motor pracující na zemní plyn. Vyšší celková účinnost těchto motorů tak poukazuje na lepší využití přivedeného tepla do připravené směsi ve válci motoru, a jak bylo popsáno dříve, vyšší chemickou účinnost – tedy lepší spalování směsi zemního plynu a vzduchu oproti spalování benzínových směsí.

Tab. 22 – Výsledné hodnoty celkové účinnosti a spotřeby měrného tepla motoru Škoda 1,6l MPI pro provoz na benzín a na stlačený zemní plyn pro pracovní body maximálního točivého momentu (3800 [1/min]) a maximálního výkonu (5250 [1/min]):

Palivo		Benzín		CNG	
Hodinová spotřeba paliva	M_p [kg/h]	16,8	22,5	12,1	15,3
Tepelný příkon	P_T [MJ/h]	715,1	955,9	593,3	751,7
	P_T [kW]	198,6	265,5	164,8	208,8
Měrná spotřeba tepla (energie)	q_T [MJ/kWh]	11,7	12,4	11,2	11,7
Celková účinnost	η_c [-]	0,306	0,290	0,320	0,309

Výsledné výkonové parametry motoru na zemní plyn vyšly v souladu s očekáváním, tj. proti provozu motoru na benzín nižší. Proto je, pro jejich zlepšení, uvažována varianta motoru se zvýšeným kompresním poměrem. Jelikož budoucí motor bude disponovat funkcí pohonu jak na zemní plyn, tak i na benzín, je hodnota kompresního motoru omezena antidetonačními vlastnostmi benzínu. Kompresní poměr byl z dosavadních 10,5 zvýšen tedy jen na 12,5. Jelikož po takovémto zvýšení vycházely velké maximální spalovací tlaky u obou motorů, bylo nutné upravit předstih zážehu.

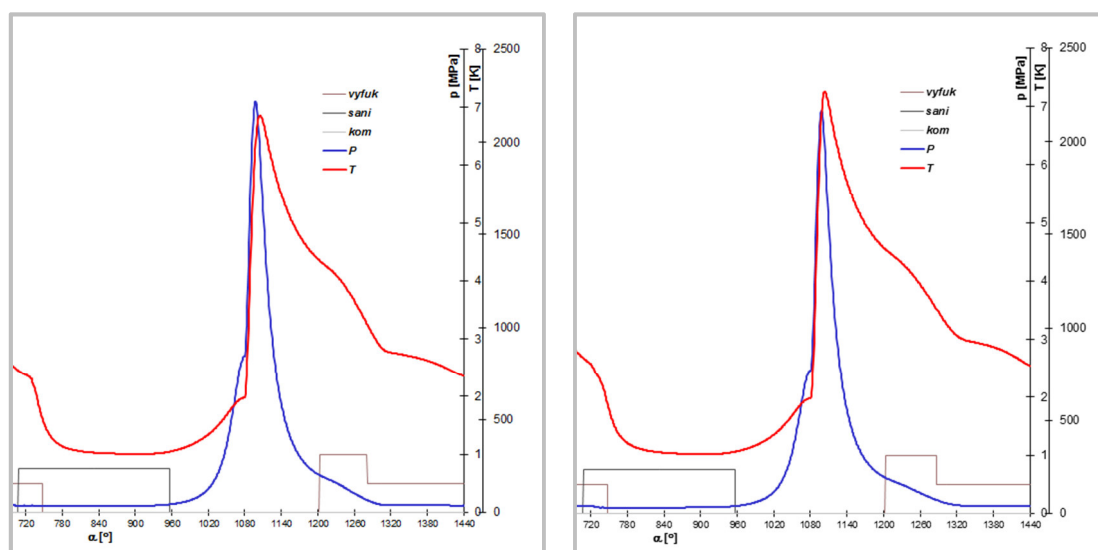
Všechny ostatní parametry byly pro oba typy motorů ponechány a pomocí programu TLAK macro.xls byl znovu přepočítán celý termodynamický oběh obou motorů.

Z výsledných hodnot je možné vyčíst zvýšení hodnoty maximální výkonu CNG motoru z původních 64 kW na 68 kW při 5250 otáčkách a zvýšení hodnoty maximální momentu z původních 132 Nm na 139 Nm při 3800 otáčkách. Snížení maximálního výkonu motoru pracujícího na zemní plyn je oproti úplně původnímu benzínovému motoru, podle těchto výpočtů, již jen čtrnáct procent. Při takto nastavených hodnotách, v režimech, kdy motor pracuje na benzín, pak vycházejí výkonové hodnoty také vyšší. V příloze je pak uvedena tabulka s vypočítanými hodnotami pro zvýšený kompresní poměr motorů a bez úpravy předstihů zážehu.

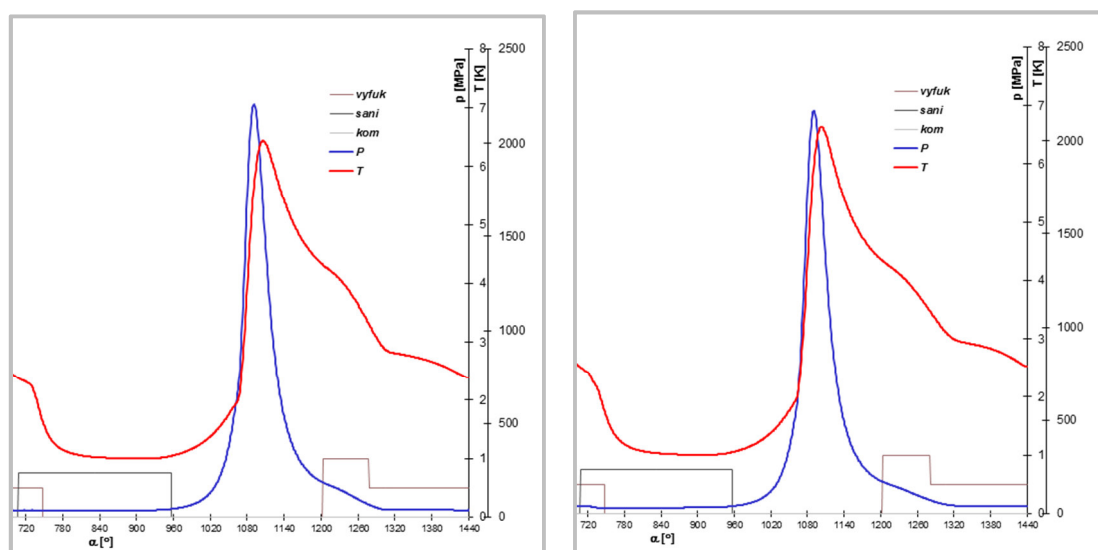
Tab. 23 – Výkonové a provozní parametry motoru Škoda 1,6l MPI pro provoz na benzín a na stlačený zemní plyn pro pracovní body maximálního točivého momentu (3800 [1/min]) a maximálního výkonu 5250 [1/min]), při kompresním poměru 12,5:

Kompresní poměr	ε [–]	12,5			
Palivo		Benzín		CNG	
Otáčky	n [1/min]	3800	5250	3800	5250
Efektivní výkon	P_e [kW]	62,64	79,64	55,43	67,71
Točivý moment	M_t [Nm]	157,43	144,85	139,30	123,16
Střední efektivní tlak	p_e [MPa]	1,238	1,139	1,096	0,969
Mechanická účinnost	η_m [–]	0,89	0,85	0,89	0,85
Střední indikovaný tlak	p_i [MPa]	1,398	1,349	1,237	1,147
Tlak ve válci na konci plnicího zdvihu	p_{pl} [kPa]	114,0	104,0	114,0	104,0
Teplota nasávaného vzduchu	T_{vz} [K]	297	297	293	293
Střední tlak ve výfukovém potrubí	p_{vyf} [kPa]	118,0	127,0	118,0	127,0
Začátek hoření paliva	ZH [°]	360	355	344	340
Celková doba hoření	H [°]	35	30	63	60
Chemická účinnost hoření	η_{ch} [–]	0,96	0,96	0,98	0,98
Maximální tlak (poloha klikového hřídele)	p_{max} [MPa]	7,09 (373°)	6,93 (378°)	7,06 (371°)	6,91 (370°)
Maximální teplota (poloha klikového hřídele)	T_{max} [K]	2144 (385°)	2268 (384°)	2013 (386°)	2075 (383°)
Teplota výfukových plynů při otevření výfukového ventilu	$T_{NV/VO}$ [K]	1360	1420	1349	1354
Dávka paliva na jeden cyklus pro jeden válec	$m_{p/1}$ [g/cykl]	0,0370	0,0359	0,0266	0,244
Dávka vzduchu na jeden cyklus pro jeden válec	$m_{v/1}$ [g/cykl]	0,499	0,448	0,464	0,420
Součinitel přebytku vzduchu	λ [–]	0,90	0,84	1,00	1,00

Pozn.: Teplota náplně válce při otevření výfukového ventilu je významná z hlediska teplotního zatížení katalyzátoru. Jak je vidět z uvedených výsledných hodnot u obou počítaných variant s různým kompresními poměry, tato teplota je pro motor pracující na zemní plyn při provozu na stechiometrickou směs ($\lambda = 1$), přibližně stejná jako pro benzínový motor, kde dochází k obohacování směsi, právě z důvodu snižování velikosti hodnoty této teploty výfukových plynů.



Obr. 35 – Průběhy tlaku a teploty ve válci motoru pracujícího na benzín pro pracovní režimy maximálního točivého momentu (3800 1/min; obr. vlevo) a maximálního výkonu (5250 1/min; obr. vpravo), při kompresním poměru 12,5 a úpravy předstihu zážehu

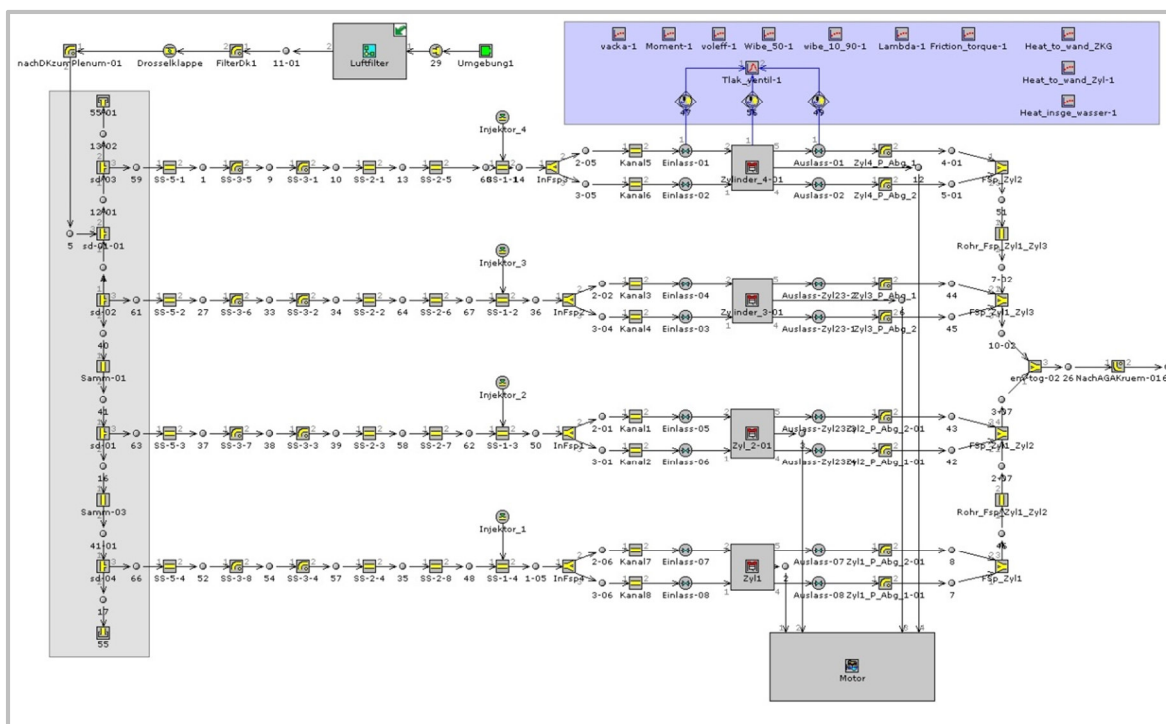


Obr. 36 – Průběhy tlaku a teploty ve válci motoru pracujícího na zemní plyn pro pracovní režimy maximálního točivého momentu (3800 1/min; obr. vlevo) a maximálního výkonu (5250 1/min; obr. vpravo), při kompresním poměru 12,5 a úpravy předstihu zážehu

7.3 Návrh výpočtu vlastností motoru pomocí programu GT-Power

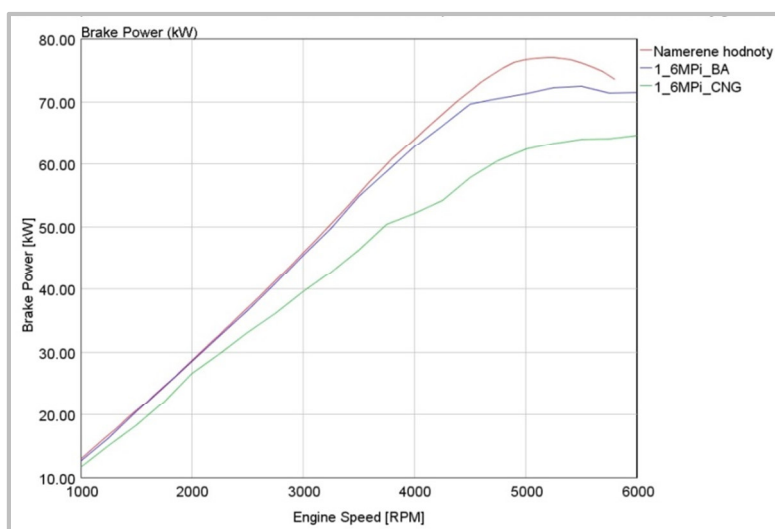
GT-Power je simulační program od společnosti Gamma Technologies. Program je navržen pro simulace ustálených stavů a přechodových jevů všech typů motorů. Pomocí programu je možná analýza nejrůznějších procesů jako například spalování, emisí, spotřeby paliva, recirkulace výfukových plynů. Dále pak také teplotní analýza válců a výfukového systému a akustická analýza hluku sání a výfuku. Potrubní systémy, tedy sání a výfuk jsou zde řešeny na základě 1-D modelu potrubí (rovnice dynamiky plynu pro stlačitelnou tekutinu, balance energie a hmoty) a vlnových dějů v potrubí. Procesy ve válcích motoru jsou řešeny na základě 0-D zónového modelu (spalování – Vibeho funkce, přestup tepla do stěn – Woschni).

Model motoru Škoda 1,6 MPI byl v programu laděn tak, aby se výkonová a momentová křivka tohoto motoru při provozu na benzín shodovala s výkonovou a momentovou křivkou naměřenou na brzdovém stanovišti Škoda Auto. Ostatní parametry motoru jako je geometrie motoru, zdvihové křivky ventilů, průběh spalování, součinitel přebytku vzduchu, mechanické ztráty, chemickou účinnost a podobně byly použity shodné jako v případě výpočtu pomocí programu TLAK macro.xls.

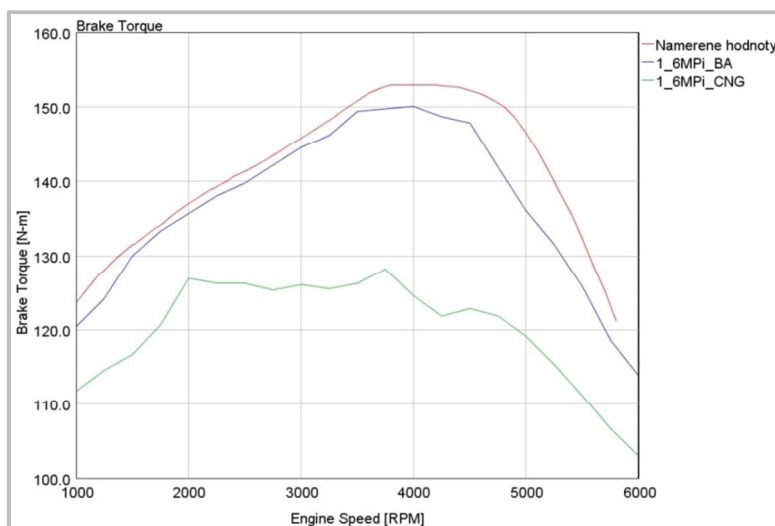


Obr. 37 – Model motoru Škoda 1,6 MPI v programu GT-Power

Jak je vidět z následujících grafů jednotlivé výkonnostní křivky se neshodují zejména ve vysokých otáčkách motoru. Pro přesnější výsledky by bylo potřeba odhadované vstupní hodnoty nahradit reálnými změřenými hodnotami na samotném motoru. V dalším kroku by bylo nutné doladit ztrátové parametry v jednotlivých potrubích. V příloze jsou pak uvedeny grafy průběhu spotřeby paliva, průběhu indikovaného a efektivního tlaku a průběhy vyhořívání náplně válce pro otáčkové režimy maximálního výkonu a maximálního momentu motoru.



Obr. 38 – Výkonu motoru 1,6l MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na otáčkách vypočítaný programem GT-Power s porovnáním výkonové křivky stejného benzínového motoru naměřené na brzdovém stanovišti Škoda Auto (červená křivka)



Obr. 39 – Moment motoru 1,6l MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na otáčkách vypočítaný programem GT-Power s porovnáním momentové křivky stejného benzínového motoru naměřené na brzdovém stanovišti Škoda Auto (červená křivka)

8 Náklady pro motor vybavený k provozu na alternativní palivo CNG

Rozdíl ceny nového automobilu na zemní plyn od společnosti Škoda Auto oproti stejnému benzínovému automobilu, je na základě kvalifikovaného odhadu za pomoci příslušných odborníků Škoda Auto, přibližně 50 000 Kč. V této ceně jsou započítány veškeré nutné konstrukční úpravy motoru, tlakové láhve a jejich příslušenství, palivové potrubí i výnos společnosti. I přes tuto skutečnost, znatelně vyšší ceny automobilu na zemní plyn, počet prodaných kusů jak v české republice, tak i po celém světě roste. Hlavním důvodem je o polovinu nižší cena zemního plynu než benzínu. Cena 1 m³ CNG, který energeticky odpovídá přibližně 1 l benzínu, je ve výši přibližně 19 Kč, zatímco zmíněný litr benzínu stojí dnes kolem 37 Kč. Dnešní automobily na stlačený zemní plyn jsou však také v dnešní době zcela konkurenční automobilům na klasická kapalná paliva. Jsou bezpečná, mají velký dojezd, jsou schopné rychlého natankování, nádrže nezabírají zavazadlový prostor. Navíc k tomu poskytují úlevy na spotřební a silniční dani a jsou ekologická. V konečném důsledku se tak může automobil na zemní plyn zdát výhodnější variantou.

9 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh koncepčního řešení přestavby zážehového motoru typu MPI na provoz s alternativním palivem CNG se zaměřením na volbu vhodných materiálů sacích a výfukových ventilů a příslušných sedel ventilů pro snížení mechanického a tepelného zatížení.

Motor, přestavovaný v této práci, je od společnosti Škoda Auto s objemem 1,6l a vícebodovým vstřikováním benzínu do sacího potrubí. V první části práce jsou popsány konstrukční úlohy, které je zapotřebí uskutečnit při požadované přestavbě motoru na stlačený zemní plyn. Konstrukce výsledného motoru je navrhována jak pro provoz na benzín, tak pro provoz na zemní plyn. Palivové systémy pro oba typy paliv jsou koncipovány jako vícebodové vstřikování. Nejprve bylo nutné zvolit vstřikovací ventily, které budou vyhovovat potřebnému průtoku plynu do sacího potrubí. Zvolené vstřikovací ventily pro zemní plyn od společnosti Delphi, jsou konstruovány v horní části sacího potrubí a z důvodu zástavbového prostoru je jejich umístění dále od hlavy válců. Ke vstřikovacím ventilům je připevněna palivová lišta, která byla navržena tak, aby tvořila dostatečně velký zásobník paliva pro všechny tyto čtyři vstřikovače. Pro regulaci tlaku zemního plynu mezi tlakovými lahvemi a vstřikovači byl vybrán dvoustupňový mechanický regulátor od společnosti Landi Renzo. Regulátor tlaku byl vybrán tak, aby byl schopen snížit tlak plynu na požadovaný vstřikovací tlak 8 bar a byl schopný udržet konstantní hodnotu tlaku před vstřikovači. Další technické řešení se týkalo samotných ventilů s příslušejícími sedly ventilů. Z důvodu specifických fyzikálních vlastností zemního plynu a jeho chemického složení, jsou sací a zejména pak výfukové ventily značně namáhaným prvkem motorů na zemní plyn. Proto byla pro tyto prvky provedena úprava pomocí vysoce tepelně a mechanicky odolných materiálů. Pro snížení celkového mechanického namáhání byl proveden i návrh úpravy zdvihových křivek ventilů, tak aby bylo sníženo dynamické namáhání v oblasti dosedání ventilu na sedlo. Podle následných výpočtů bylo zjištěno snížení výkonových parametrů. Pro částečnou kompenzaci snížení výkonu bylo provedeno zvýšení kompresního poměru z hodnoty 10,5 na hodnotu 12,5. Kompresní poměr byl zvýšen za pomoci úpravy dna pístu, kde byla upravena miska doplňující kompresní objem v hlavě válce motoru, tak aby bylo docíleno požadované velikosti spalovacího prostoru.

V druhé části práce je popsán výpočet výkonových a provozních vlastností motoru jak při provozu na benzín tak při provozu na zemní plyn. Přibližný průběh výkonové a momentové křivky motoru na zemní plyn jsou počítány pomocí zjednodušeného vzorce pro poměrnou změnu výkonu. Detailnější výpočet pro dva pracovní režimy motoru je proveden pomocí programu TLAK macro.xls. Podle těchto výpočtů došlo ke snížení maximálního výkonu o 16% a snížení maximálního momentu o 13 %. Z výsledků je také zřejmé menší množství nasátého vzduchu na jeden cyklus u motorů na zemní plyn v obou počítaných pracovních bodech, což potvrzuje předpokládanou nižší objemovou účinnost těchto motorů. Pro zlepšení výkonových parametrů motoru byl proveden návrh zvýšení kompresního poměru z 10,5 na 12,5 a znova byl proveden výpočet motoru. Při takto zvoleném kompresním poměru vycházely ve výpočtech příliš velké maximální spalovací tlaky a bylo nutné taktéž upravit hodnoty začátku hoření paliva. Oproti původnímu výkonu benzínového motoru byl pokles maximálního výkonu 13 % a pokles maximálního momentu 9 %.

Nakonec této práce byl vypracován návrh modelu motoru Škoda 1,6 MPI pomocí programu GT-Power. Tento model motoru byl laděn tak, aby se vypočítaná výkonová a momentová křivka tohoto modelu motoru při provozu na benzín shodovala s výkonovou a momentovou křivkou naměřenou na brzdovém stanovišti Škoda Auto. Jelikož však nebyly k dispozici potřebné vstupní hodnoty a z důvodu nedostatku času se nepodařilo model naladit na přesné hodnoty, zejména pak ve vyšších otáčkách.

Potřebné vstupní hodnoty jak pro výpočet v programu TLAK macro.xls, tak pro výpočet v programu GT-Power byly kvalifikovaně odhadnuty. Vypočítané parametry obou motorů tak mohou být v konečném důsledku nepřesné. Pro dosažení mnohem přesnějších výsledků, by bylo nutné potřebné vstupní parametry pro oba typy motorů ověřit experimentálně na brzdovém stanovišti. Z hlediska vysokých požadavků na zkompletování zařízení a s tím spojené finanční prostředky nebylo možné toto zpřesnění uskutečnit, a mohlo by být tedy námětem případné další diplomové práce.

Snížení výkonových parametrů u motorů na zemní plyn je nevyhnutelné, avšak pomocí moderních prostředků, jako je přeplňování motorů a přímého vstřikování zemního plynu do spalovacího prostoru, se tato nevýhoda dokáže zcela překonat. Využití zemního plynu se zdá být perspektivním zdrojem energie.

Použitá literatura

- [1] FÍK, Josef. Složení zemních plynů. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/89-slozeni-zemnich-plynu>
- [2] HROMÁDKO, Zdeněk. Paliva v dopravě. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.cittadella.cz/cenia/sites/images/vzdel_modul/obecneprirodovedny_pohled/paliva_v_doprave/m_zemni_plyn_%28cng,_lng%29_69.jpg
- [3] ŠEBOR, G., POSPÍŠIL, M. a ŽÁKOVEC, J. *Technicko – ekonomická analýza vhodných alternativních paliv v dopravě* [online]. Praha, 2006 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.mdcrcz/NR/rdonlyres/F2EF24EF5E5942C7B6C7A5508CE8F820/0/Technicoekonomicka_analyza_vhodnych_alternativnich_paliv_v_doprave_cast_1.pdf. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze.
- [4] BOSCH. Autopříslušenství prvovýbava. [online]. 2005 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://press.bosch.cz/img/db/obrazky/1-GS-13058.jpg>
- [5] KALAM, M.A. a H.H. MASJUKI. *An experimental investigation of high performance natural gas engine with direct injection* [online]. Malaysia, Kuala Lumpur, 2011 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544211002349>. Thesis. University of Malaya, Department of Mechanical Engineering.
- [6] LANDI RENZO OMEGAS PLUS. Engine driven system. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.landi.it/layout.jsp?idz=10093&idtp=164&lang=3>
- [7] VOLKSWAGEN. Der Erdgasantrieb EcoFuel im Touran und Caddy, Konstruktion und Funktion. 2006.
- [8] VOLKSWAGEN. Der passat tsi ecofuel. [online]. 2013. vyd. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.volkswagen.de/de/models/der_neue_passat/ausstattungsvarianten.s9_trimlevel_detail.suffix.html/der_neue_passat_tsiecofuel~2Fhighline.html#flyout
- [9] MOTORTALK. Passat Leistungsdiagramme. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.motor-talk.de/blogs/all-about/passat-leistungsdiagramme-t3871961.html>
- [10] MOTORTALK. Passat Leistungsdiagramme. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://data.motor-talk.de/data/galleries/0/112/8052/20976159/g6-118kw-ld-vau-max-6326281433922280321.jpg>

- [11] VOLKSWAGEN. Der passat. [online]. 2013 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.volkswagen.de/de/models/der_neue_passat/ausstattungsvarianten.s9_trim_level_detail.suffix.html/der_neue_passat~2Fhighline.html#/tab=bda157576e0ab6daadd82907646bb96f|trimlevel=4aa0ecef9ba59a942dfb994659143753
- [12] MERCEDES-BENZ. E 200 NGT BlueEFFICIENCY: luxury class with bivalent natural gas drive. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.mercedesclass.net/green/e-200-ngt/>
- [13] AUTOMOBILE CATALOG. 2011 Mercedes-Benz E 200 NGT BlueEfficiency specifications & performance data. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.mercedesclass.net/green/e-200-ngt/>
- [14] AUTOMOBILE CATALOG. 2011 Mercedes-Benz E 200 CGI BlueEfficiency Coupe specifications & performance data. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.automobilecatalog.com/car/2011/1554200/mercedesbenz_e_200_cgi_blueefficiency_coupe.html
- [15] AUDI. Audi A3 Sportback g-tron. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: https://www.audimediaservices.com/publish/ms/content/en/public/pressemitteilungenn/2013/03/01/the_new_audi_a3_sportback.standard.gid-oeffentlichkeit.html
- [16] AUDI. Der neue Audi A3 Sportback. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/a3/a3sportback/informieren/technical_data.html
- [17] RWE. Aktuální ceny: Ceny CNG od 1.5.2013. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.cng.cz/cs/618/>
- [18] MBENZIN. Vývoj ceny benzínu a ceny nafty. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.penize.cz/interaktivni-grafiky/97013-vyvoj-ceny-benzinu-a-ceny-nafty>
- [19] ŠKODAAUTO. Materiály ŠkodaAuto.
- [20] LANDIRENZO OMEGAS PLUS. CNG pressure regulator NG2-2. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.landirenzoindia.in/cng_regulator-vaporiser.php
- [21] KEY TO METALS. Key to Metals: Světově nejobsáhlejší databáze kovů. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.keytometals.com/>
- [22] VOLKSWAGEN. Erdgas - ein alternativer Kraftstoff für Kraftfahrzeuge: Konstruktion und Funktion. [cit. 2013-05-20].

- [23] BOSCH. Technická příručka: Management zážehového motoru. [online]. [cit. 2013-05-20].
- [24] DELPHI. Gasoline Engine Management Systems: Delphi Compressed Natural Gas Fuel Injector. [online]. [cit.2013-05-20]. Dostupné z: http://www.landirenzoinda.in/cng_regulator-vaporiser.php
- [25] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika tekutin*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 165 s. ISBN 80-010-2865-8.
- [26] BEROUN, S., C. SCHOLZ, J. BLAŽEK. *PARAMETRY HOŘENÍ MOTOROVÝCH PALIV VE VÁLCI PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ* [online]. Liberec, 2002 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241BOZEK/publikace/2002/Motorova_paliva02.pdf. Technická univerzita v Liberci, Katedra vozidel a motorů.
- [27] BEROUN, S., J. BLAŽEK, R. HOLUBEC, J. MAREŠ a M. VENCL. *VLASTNOSTI VOZIDLOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU PŘI PROVOZU NA ALTERNATIVNÍ PALIVA CNG A LPG* [online]. Liberec, 2008 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241BOZEK/publikace/2008/2008_025_01.pdf. Technická univerzita v Liberci, Katedra vozidel a motorů.
- [28] BEROUN, S., J. BLAŽEK, T. HÁJEK, Z. SALHAB,. *Výpočtový program TLAK macro-1101.xls - popis programu*. Liberec, 2008 [cit. 2013-05-20]. Technická univerzita v Liberci, Katedra vozidel a motorů.
- [29] BEROUN, S. *Vozidlové motory* [online]. Liberec [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/VOZMOT.pdf>. Technická univerzita v Liberci, Katedra vozidel a motorů.

Přílohy

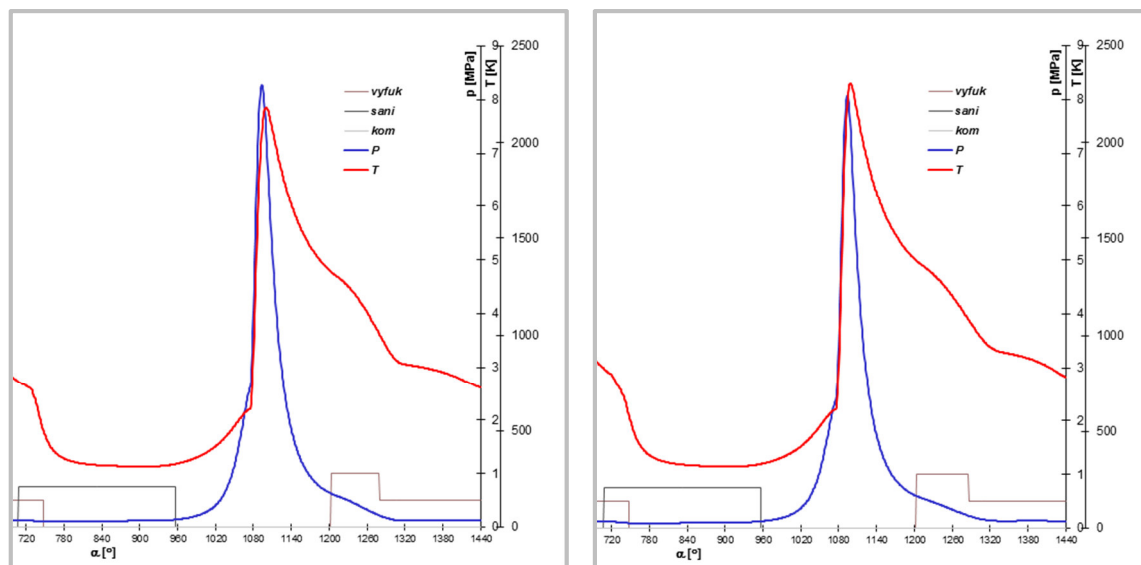
Příloha 1: Hodnoty pro vnější otáčkovou charakteristiku motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín a při provozu na zemní plyn:

Palivo	Benzín		CNG	
Otáčky	Výkon	Moment	Výkon	Moment
n [1/min]	$P_{e/benz}$ [kW]	$M_{t/benz}$ [Nm]	$P_{e/CNG}$ [kW]	$M_{t/CNG}$ [Nm]
1000	12,95	123,7	11,9	113,8
1200	16,01	127,4	14,7	117,3
1400	19,10	130,3	17,6	119,9
1600	22,20	132,5	20,4	122,0
1800	25,39	134,7	23,4	124,0
2000	28,70	137,0	26,4	126,1
2200	32,00	138,9	29,5	127,8
2400	35,35	140,7	32,5	129,5
2600	38,70	142,1	35,6	130,8
2800	42,20	143,9	38,8	132,5
3000	45,83	145,9	42,2	134,3
3200	49,53	147,8	45,6	136,0
3400	53,35	149,8	49,1	137,9
3600	57,27	151,9	52,7	139,8
3800	60,88	153,0	56,0	140,8
4000	64,09	153,0	59,0	140,8
4200	67,30	153,0	61,9	140,8
4400	70,35	152,7	64,8	140,5
4600	73,11	151,8	67,3	139,7
4800	75,45	150,1	69,4	138,2
5000	76,75	146,6	70,6	134,9
5250	77,00	140,1	70,9	128,9
5400	76,70	135,6	70,6	124,8
5600	75,50	128,7	69,5	118,5
5800	73,60	121,2	67,7	111,5

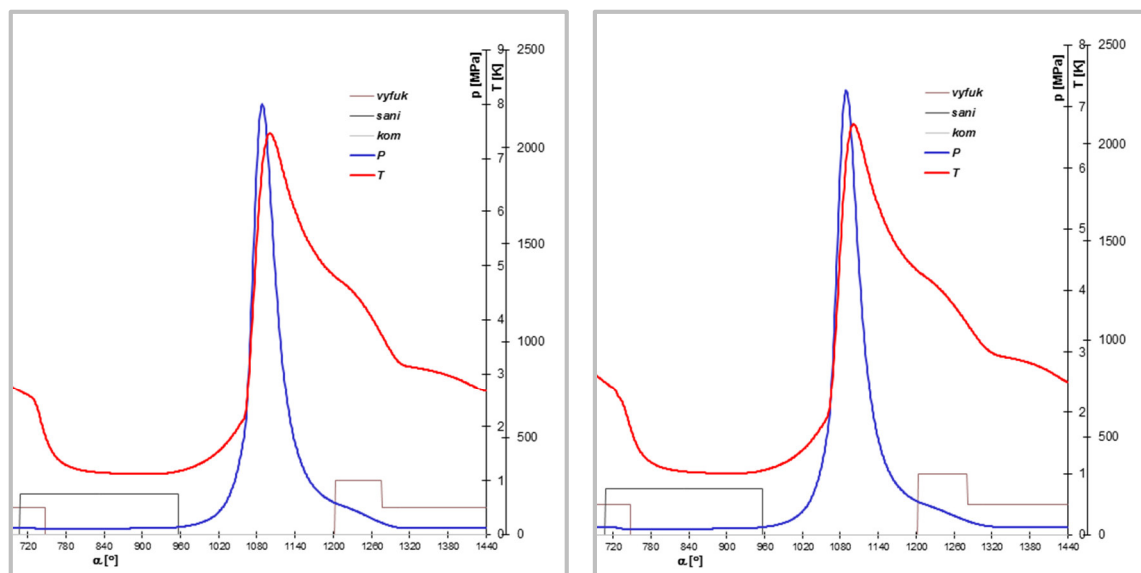
Příloha 2: Výkonové a provozní parametry motoru Škoda 1,6l MPI pro provoz na benzín a na stlačený zemní plyn pro pracovní body maximálního točivého momentu (3800 [1/min]) a maximálního výkonu 5250 [1/min]), při kompresním poměru 12,5:

Kompresní poměr	ε [–]	12,5			
Palivo		Benzín		CNG	
Otáčky	n [1/min]	3800	5250	3800	5250
Efektivní výkon	P_e [kW]	57,42	73,04	49,76	60,92
Točivý moment	M_t [Nm]	144,29	132,85	125,04	110,81
Střední efektivní tlak	p_e [MPa]	1,135	1,045	0,983	0,872
Mechanická účinnost	η_m [–]	0,80	0,76	0,80	0,76
Střední indikovaný tlak	p_i [MPa]	1,402	1,373	1,234	1,139
Tlak ve válci na konci plnicího zdvihu	p_{pl} [kPa]	114,0	104,0	114,0	104,0
Teplota nasávaného vzduchu	T_{vz} [K]	297	297	293	293
Střední tlak ve výfukovém potrubí	p_{vyf} [kPa]	118,0	127,0	118,0	127,0
Začátek hoření paliva	ZH [°]	355	355	340	338
Celková doba hoření	H [°]	35	35	63	60
Chemická účinnost hoření	η_{ch} [–]	0,96	0,96	0,98	0,98
Maximální tlak (poloha klikového hřídele)	p_{max} [MPa]	8,27 (373°)	8,08 (374°)	8,00 (368°)	7,26 (369°)
Maximální teplota (poloha klikového hřídele)	T_{max} [K]	2138 (380°)	2306 (379°)	2073 (381°)	2100 (381°)
Teplota výfukových plynů při otevření výfukového ventilu	$T_{NV/VO}$ [K]	1327	1386	1332	1348
Dávka paliva na jeden cyklus pro jeden válec	$m_{p/1}$ [g/cykl]	0,0370	0,0359	0,0266	0,244
Dávka vzduchu na jeden cyklus pro jeden válec	$m_{v/1}$ [g/cykl]	0,499	0,448	0,464	0,420
Součinitel přebytku vzduchu	λ [–]	0,90	0,84	1,00	1,00

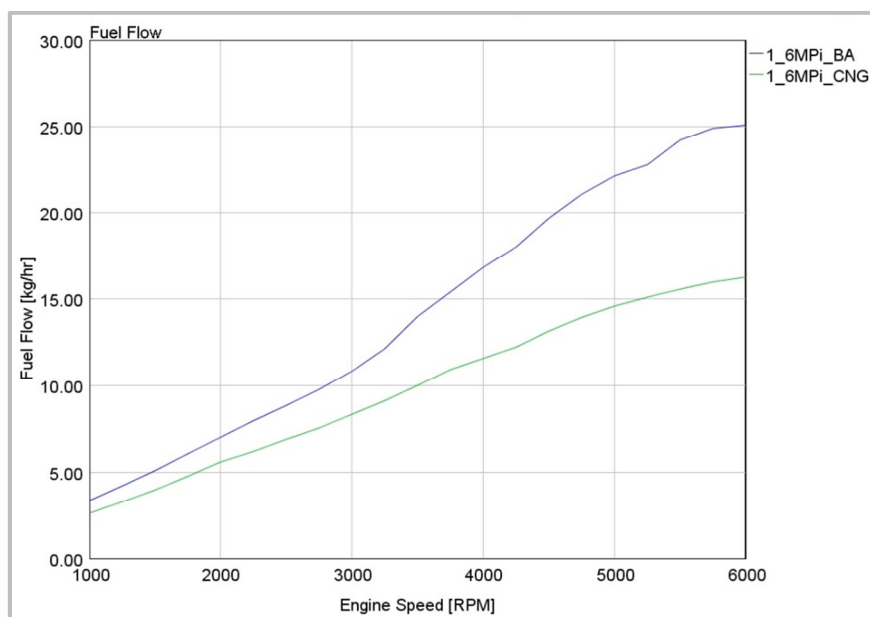
Příloha 3: Průběhy tlaku a teploty ve válci motoru pracujícího na benzín pro pracovní režimy maximálního točivého momentu (3800 [1/min]; obr. vlevo) a maximálního výkonu (5250 [1/min]; obr. vpravo), při kompresním poměru 12,5, beze změny předstihu zážehu



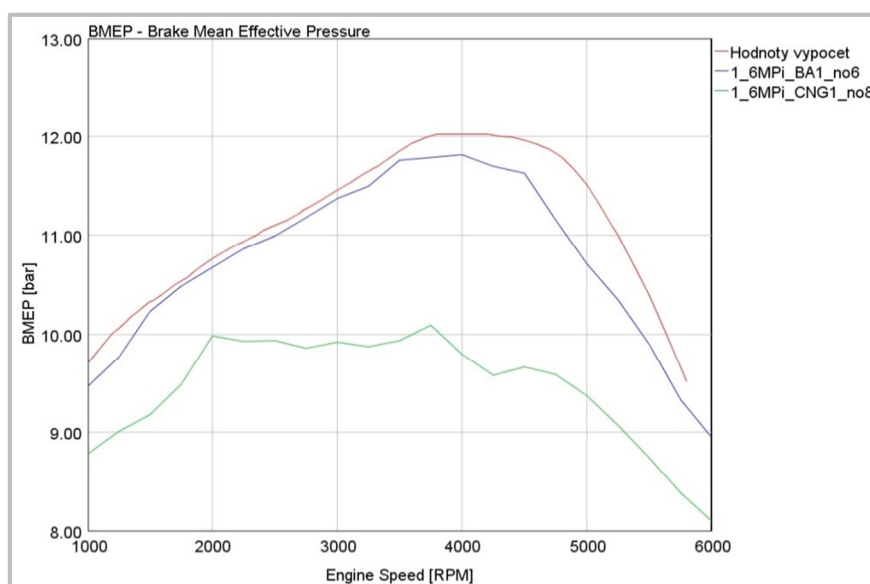
Příloha 4: Průběhy tlaku a teploty ve válci motoru pracujícího na zemní plyn pro pracovní režimy maximálního točivého momentu (3800 [1/min]; obr. vlevo) a maximálního výkonu (5250 [1/min]; obr. vpravo), při kompresním poměru 12,5, beze změny předstihu zážehu



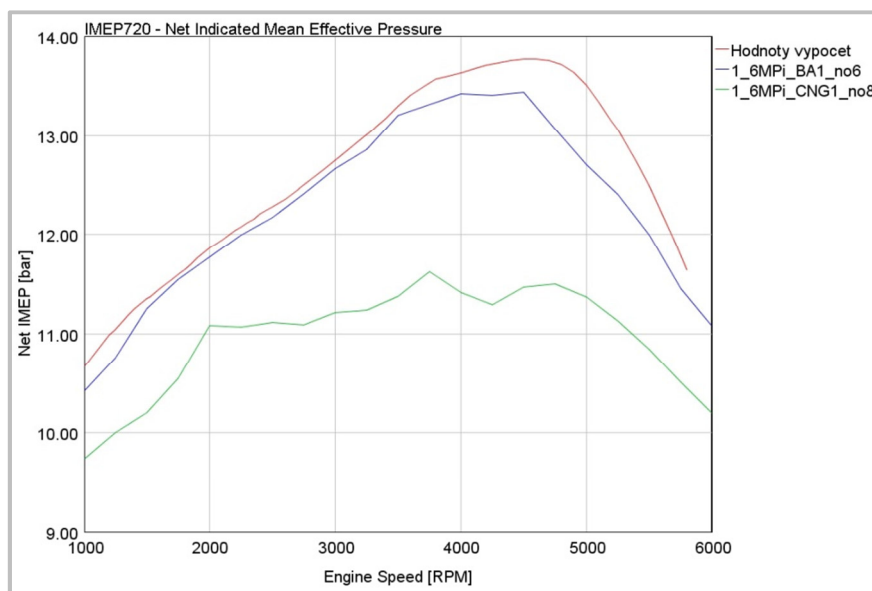
Příloha 5: Hmotnostní spotřeba paliva motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a při provozu na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na otáčkách vypočítaný programem GT-Power



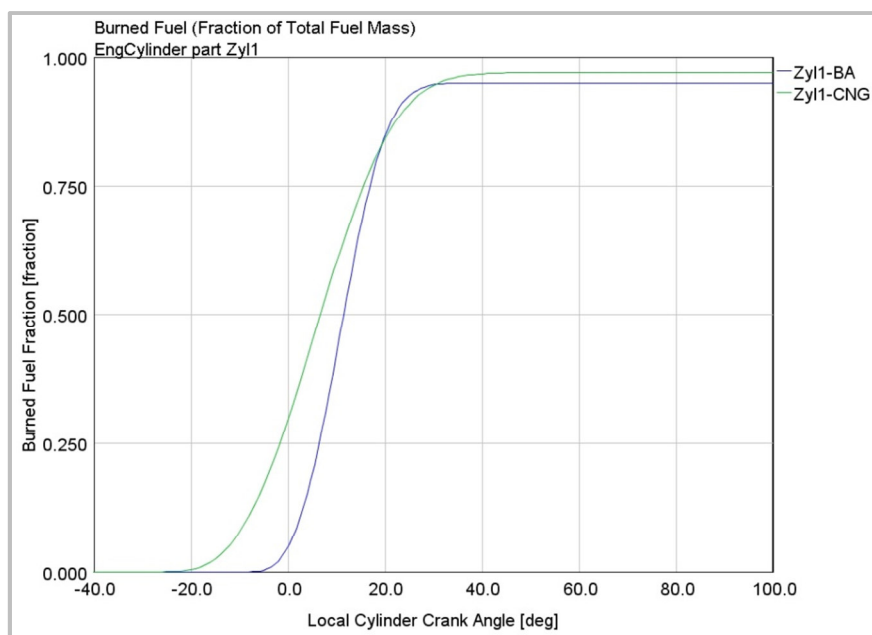
Příloha 6: Průběh středního efektivního tlaku motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a při provozu na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na otáčkách vypočítaný programem GT-Power s porovnáním vypočtené křivky stejného benzínového motoru z hodnot naměřené vnější otáčkové charakteristiky



Příloha 7: Průběh středního indikovaného tlaku motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a při provozu na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na otáčkách vypočítaný programem GT-Power s porovnáním vypočtené křivky stejného benzínového motoru z hodnot vypočteného středního efektivního tlaku a zvolené mechanické účinnosti motoru



Příloha 8: Průběh vyhořívání směsi náplně válce motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a při provozu na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na pootočení klikové hřídele vypočítaný programem GT-Power pro režim motoru maximálního momentu (3800 1/min)



Příloha 9: Průběh vyhořívání směsi náplně válce motoru Škoda 1,6 MPI při provozu na benzín (modrá křivka) a při provozu na zemní plyn (zelená křivka) v závislosti na pootočení klikové hřídele vypočítaný programem GT-Power pro režim motoru maximálního momentu (5250 1/min)

